



(19)

Europäisches Patentamt

European Patent Office

Office européen des brevets



(11)

EP 1 017 933 B1

(12)

## EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des  
Hinweises auf die Patenterteilung:  
20.08.2003 Patentblatt 2003/34

(21) Anmeldenummer: 98955343.3

(22) Anmeldetag: 23.09.1998

(51) Int Cl.7: F02G 1/02, F02G 1/04

(86) Internationale Anmeldenummer:  
PCT/DE98/02827

(87) Internationale Veröffentlichungsnummer:  
WO 99/017011 (08.04.1999 Gazette 1999/14)

### (54) VORRICHTUNG UND VERFAHREN ZUM TRANSFER VON ENTROPIE MIT THERMODYNAMISCHEM KREISPROZESS

METHOD AND DEVICE FOR ENTROPY TRANSFER WITH A THERMODYNAMIC CYCLIC  
PROCESS

DISPOSITIF ET PROCEDE POUR LE TRANSFERT D'ENTROPIE AVEC CYCLE  
THERMODYNAMIQUE

(84) Benannte Vertragsstaaten:  
AT BE CH CY DE DK ES FI FR GB GR IE IT LI LU  
MC NL PT SE

Benannte Erstreckungsstaaten:  
AL LT LV MK RO SI

(30) Priorität: 26.09.1997 DE 19742660  
26.09.1997 DE 19742520

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:  
12.07.2000 Patentblatt 2000/28

(73) Patentinhaber: SollSolar Energy GmbH  
4040 Lichtenberg (AT)

(72) Erfinder: Ertle, Thomas  
89129 Langenau (DE)

(74) Vertreter: Winter, Brandl & Partner  
Patent- und Rechtsanwaltskanzlei  
Alois-Steinecker-Strasse 22  
85354 Freising (DE)

(56) Entgegenhaltungen:  
WO-A-92/06281 DE-A-2 835 592  
DE-A-2 928 316 DE-A-3 607 432  
DE-A-3 826 117 US-A-3 879 945  
US-A-4 414 812 US-A-4 442 670  
US-A-5 337 562 US-A-5 353 596

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach der Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents kann jedermann beim Europäischen Patentamt gegen das erteilte europäische Patent Einspruch einlegen. Der Einspruch ist schriftlich einzureichen und zu begründen. Er gilt erst als eingereicht, wenn die Einspruchsgebühr entrichtet worden ist. (Art. 99(1) Europäisches Patentübereinkommen).

EP 1 017 933 B1

**Beschreibung**

*Problem:*

5 [0001] Beim Transfer von Entropie wie z.B. bei der Nutzung von Sonnenenergie oder Wärmequellen, wie z.B. die Verbrennung von Biomasse, Abwärme oder Geothermie, für eine bedarfsgerechte lokale Versorgung für Pumpleistung, mechanischen Antrieb, elektrische Energie, Wärmebereitstellung, Kälteerzeugung, Reinigung oder Trennung, chemische oder physikalische Veränderung zumindest einer Substanz durch die Kopplung mit einem periodisch ablaufenden thermodynamischen Kreisprozeß

10 zu erreichen, daß der notwendige Aufwand an Energieträgern oder mechanischer Energie sowie der konstruktive, technologische, ökonomische oder ökologische Aufwand für

- den Aufbau der gesamten Vorrichtung oder den Betriebsablauf des gesamten Verfahrens,
- den dabei notwendigen thermischen oder mechanischen Energietransport(en),
- die dabei verwendbare(n) Verfahren oder Vorrichtungen zur mechanischen Energieumwandlung oder
- eine integrierbare Energiespeicherung

möglichst gering werden kann.

[0002] Die bisher verwendeten thermodynamischen Kreisprozesse (Stirlingmotor, Dampfturbine) sind jeweils an zwei Wärmebäder mit konstanter Temperatur angekoppelt. Dadurch kann ein Energietransport nur optisch (bei Parabolspiegel oder Lichteileiter) oder über einen Materiefluß mit einem Phasenübergang (Heatpipe) erfolgen. Gespeichert werden kann die thermischen Energie aufgrund des angestrebten isothermen Austausches von Wärmeenergie nur in chemischen Speichern oder in Latentwärmespeichern. Dadurch wird der Aufwand für die Konzentration der Energie durch den Kollektor, den Transport und eine für viele Anwendungen wünschenswerte Speicherung zu oft zu groß. Wenn mit möglichst geringem apparativem Aufwand z.B. eine direkte Versorgung mit Kälte oder Druckluft angestrebt wird, so muß bei vielen bekannten Systemen der Weg über die Schnittstelle elektrischer Strom gewählt werden.

**30 Aufgabe**

[0003] Der Erfindung liegt die zentrale Aufgabe zugrunde, bei einem Verfahren und/oder bei einer Vorrichtung zum Transfer von Entropie wie bei der Nutzung von Sonnenenergie oder Wärmequellen, wie z.B. die Verbrennung von Biomasse, Abwärme oder Geothermie, zur bedarfsgerechten lokalen Versorgung für Pumpleistung, mechanischen Antrieb, elektrische Energie, Wärmebereitstellung, Kälteerzeugung, Reinigung oder Trennung, chemische oder physikalische Veränderung zumindest einer Substanz durch die Kopplung mit einem periodisch ablaufenden thermodynamischen Kreisprozeß, dessen Wirkungsgrad möglichst hoch ist, zu erreichen, daß der notwendige Aufwand an Energieträgern oder mechanischer Energie sowie der konstruktive, technologische, ökonomische oder ökologische Aufwand für

- den Aufbau der gesamten Vorrichtung oder den Betriebsablauf des gesamten Verfahrens,
- den dabei notwendigen thermischen oder mechanischen Energietransport(en),
- die dabei verwendbaren Verfahren oder Vorrichtungen zur mechanischen Energieumwandlung oder
- eine integrierbare Energiespeicherung

möglichst gering werden kann.

**Wesen der Erfindung**

[0004] Erfindungsgemäß gelöst wird diese Aufgabe durch eine Vorrichtung und ein Verfahren zum Transfer von Entropie bei dem gegen andere Räume oder die Umgebung durch zumindest ein Ventil und zumindest ein Druckgehäuse wahlweise ohne oder mit mechanischer Kompressionseinrichtung, wie z.B. einen oder mehrere Kolben, Flüssigkeitskolben oder Membrane, und wahlweise zumindest eine Flüssigkeitsgrenzfläche oder keine zumindest ein mit Arbeitsfluid gefülltes Arbeitsvolumen weitgehend eingegrenzt wird, in dem

- jeweils zumindest zwei gegeneinander abgrenzbare, vom Arbeitsfluid in einer Periode mit maximaler Menge zu durchströmende Strukturen oder Bauteile mit für den thermodynamischen Prozeß notwendig wirksamen Wärme-

übergangsflächen, in welchen im Betriebszustand jeweils vom Arbeitsfluid zu durchströmende isotherme Flächen unterschiedlicher Temperatur ausgebildet werden,

- wahlweise zumindest ein oder kein dazwischen verbindend angeordnetes und weitgehend abdichtendes oder mit der Wirkung eines Regenerators ausgestattetes Element oder Bauteil wie z.B. eine (faltbare) Membrane, gefaltete, teleskopartige oder federnde Bleche, eine formveränderbare Regeneratorstruktur oder eine Flüssigkeitsgrenzfläche
- oder wenigstens ein oder kein in diesem Arbeitsvolumen bewegbarer Verdrängerkolben
- und die Begrenzung des Arbeitsfluids

10 zumindest ein Teilvolumen mit minimaler Größe weitgehend überschneidungsfrei zu Vergleichbarem abgrenzen und zum Teil durch daran angreifende Elemente des Steuersystems zu Bewegungen veranlaßt werden, durch die das Verhältnis von diesem Teilvolumen zu diesem Arbeitsvolumen überwiegend in den Zeitperioden des periodisch ablaufenden thermodynamischen Kreisprozesses entweder vergrößert oder verkleinert wird, während denen dieses Arbeitsvolumen nur geringer in der Größe verändert wird und je nach Druck des Arbeitsfluids in diesem Arbeitsvolumen

15 jeweils zumindest ein bestimmtes Ventil, dessen Öffnungs- und Schließzeitpunkt den thermodynamischen Kreisprozeß entscheidend beeinflußt und welches dieses Arbeitsvolumen gegen zumindest einen äußeren Raum abgrenzen kann, welcher angefüllt ist mit zumindest einem Arbeitsmittel bei teilweise unterschiedlichen, relativ zur periodischen Druckänderung in diesem Arbeitsvolumen während diesen Zeitperioden nur geringen Schwankungen unterworfenen Drücken, vom Steuersystem oder dem Strömungsdruck überwiegend (in den oben charakterisierten Zeitperioden)

20 offen gehalten und durchströmt wird, welches (Ventile) während zwischen diesen Zeitperioden ablaufenden anderen Zeitperioden geschlossen gehalten wird, in denen der Druck des Arbeitsfluids in diesem Arbeitsvolumen durch die Verschiebung der oben genannten oder weiteren Komponenten oder Bauteile durch das Steuersystem und der dadurch verursachten Veränderung der mittleren Temperatur des Arbeitsfluids in diesem Arbeitsvolumen und/oder durch eine Veränderung der Größe dieses Arbeitsvolumens durch die mechanische Kompressionseinrichtung entweder steigt

25 oder fällt und das Verhältnis jedes wie oben definierten Teilvolumens zu diesem Arbeitsvolumen nur in entscheidend geringerem Umfang verändert wird, wobei während einem relativ zur Periodendauer viel längeren Zeitintervall entweder eine Wärmeenergieaufnahme oder -abgabe zumindest einer Substanz eines kontinuierlichen oder periodisch an- und abschwellenden Massenstroms bei gleitender Temperatur oder bei mehreren Temperaturniveaus erfolgt und in diesem Arbeitsvolumen zumindest ein Arbeitsmittel zumindest teilweise als Arbeitsfluid wirkt, das den periodischen thermodynamischen Kreisprozeß durchläuft.

[0005] Dem gesamten Kreisprozeß in einem Arbeitsvolumen können mehrere parallel ablaufende Kreisprozesse zwischen je zwei Wärmereservoirs mit, bei vertretbarer Idealisierung betrachtet, konstanten Temperaturen zugeordnet werden.

30 Jedes Wärmereservoir dieser Kreisprozesse kann einem mit Arbeitsfluid gefüllten, wie oben definierten Teilvolumen des Arbeitsvolumens zugeordnet werden.

Zumindest eine Substanz eines kontinuierlichen oder periodisch an- und abschwellenden Massenstroms wird so entweder durch die Aufnahme oder die Abgabe von Wärmeenergie bei einer relativ zur gesamten Temperaturänderung geringeren Temperaturdifferenz beim Kontakt mit den heißeren oder kälteren Wärmereservoirs dieser Kreisprozesse erwärmt oder abgekühlt, wobei sich die Phase oder chemische Zusammensetzung umformen können.

[0006] Zur Nutzung der Sonnenenergie wird zumindest einer Substanz eines kontinuierlichen oder periodisch an- und abschwellenden Massenstroms Wärmeenergie bei gleitender Temperatur oder mehreren Temperaturniveaus zugeführt.

[0007] Beim Aufbau des integrierbaren Kollektors können aufgrund der Temperaturänderung über ein großes Temperaturintervall die Prinzipien

45

- optische Konzentration
- transluzente Isolation und
- Durchströmung der transluzenten Isolation

50 sehr effektiv kombiniert werden.

Die Wärmeenergie kann sehr effektiv und kostengünstig mit einem sensitivem Speicher, der eine große Oberfläche aufweist wie z.B. eine Kiesschüttung, bei einer Durchströmung mit Arbeitsmittel ausgetauscht werden.

Der Wärmeenergetransport kann durch eine Bewegung eines kapazitiven Arbeitsmittels, wie z.B. Luft, erfolgen.

55 Durch die Druckänderung zumindest eines Arbeitsmittels steht auch die Möglichkeit offen, eine sehr unproblematische Infrastruktur zum Transport der mechanischen Energie oder als Schnittstelle zum einfachen weiteren Transfer bzw. Transformation für konkretere Problemlösungen zu nutzen.

[0008] Zum Teil werden diese Probleme-bereits in dem Patent DE 3607432 A1 aufgegriffen. In diesem Patent befindet sich eine Darstellung über die theoretischen Grundlagen eines Kreisprozesses. Zitat: Spalte 3, Zeile 45: "Vor-

liegende Erfindung liefert die Erkenntnisse und praktischen Verfahren, um auch mit einer Wärmezufuhr bei gleitender Temperatur den Carnot-Wirkungsgrad erreichen zu können.“

Das Konzept für eine entsprechende Wärmekraftmaschine wurde vom Anmelder des zitierten Patents im Tagungsband der 6<sup>th</sup> International Stirling Engine Conference 1993 26 - 27 - 28. May in Eindhoven (Netherlands) vorgestellt.

5 [0009] Beim zitierten Patent ist eine physikalische (Phasen-) und/oder chemische Veränderung durch Wärmeenergietransformation über ein breites Temperaturintervall nicht aufgeführt, obwohl diese Probleme auf das selbe Kernproblem zurückgeführt werden können:  
Zur Verflüssigung eines Teils eines Gasgemisches muß aufgrund des veränderbaren Verhältnisses der Partialdrücke meistens über ein Temperaturintervall hinweg Wärmeenergie entnommen werden.

10 Bei der Verdampfung eines Gasgemisches muß dementsprechend über ein Temperaturintervall hinweg bzw. bei mehreren Temperaturen Wärmeenergie zugeführt werden.

[0010] Ähnliches gilt auch für einen chemischen Prozeß, bei dem Wärmeenergie bei mehreren Temperaturen oder in einem Temperaturintervall aufgenommen oder abgegeben wird.

15 **Vorteile**

[0011] Bei den nicht zitierten Vorrichtungen und/oder Verfahren wird die während einer Periode des gesamten Kreisprozesses zum Ausgleich der Energiebilanz zugeführte (verbrauchte) oder abgegebene (gewonnene) mechanische Arbeit zum größten Teil direkt bei der Überführung zumindest einer bestimmten Menge wenigstens einer strömungsfähigen Substanz von einem Speicherraum in einen anderen Speicherraum mit anderem Druck umgesetzt.  
Dadurch können andere Systeme oder Verfahren einfach integriert werden.  
Direkte Nutzung der Druckänderung z.B. durch Ersetzung eines mechanisch angetriebenen Kompressors oder Entkopplung der Bewegungen im Arbeitsvolumen von der antreibenden Welle einer Turbine oder eines Kompressors o.ä., die/der durch den Druckunterschied der (im geschlossenen Kreislauf) strömenden Substanz angetrieben wird oder diesen erzeugt. Dadurch kann z.B. ein Generator mit der üblichen Winkelgeschwindigkeit angetrieben werden und eine Strömungsgeschwindigkeit des Arbeitsfluids in der Größenordnung 1 m/s gegen die Wärmeübergangsflächen und eine entsprechend kleine Temperaturdifferenz bei der Wärmeübertragung erreicht werden, was sich positiv auf den Wirkungsgrad auswirkt und die am Steuersystem auftretenden Beschleunigungen sowie die Strömungsverluste reduziert.

30 Dies ermöglicht einen großvolumigen Aufbau bei dem der Druck im Arbeitsvolumen im Bereich des atmosphärischen Drucks liegt und als Arbeitsfluid Luft verwendet wird, wodurch viele Probleme bzgl. Dictheit entschärft werden und interessante Anwendungen möglich werden. (vgl. Anwendungsbeispiele)

[0012] Das zitierte Patent ist, verglichen mit der vorne gewählten abstrakteren Formulierung der Aufgabe, begrenzt auf eine Abkühlung oder Erwärmung eines Heiz- oder Kühlmediums durch den thermischen Kontakt mit Wärmetauschern einer regenerativen Arbeits- oder Wärmekraftmaschine.  
Dadurch ist eine Reduktion des konstruktiven oder technologischen Aufwandes für Wärmetauscher oder Regenerator ausgeschlossen, die erfundungsgemäß erreicht wird, wenn die Wärmezufuhr in das Arbeitsvolumen dadurch erfolgt, daß das Heizmedium z.B. als heißes Gas in das Arbeitsvolumen durch Ventile aufgenommen und bei tieferer Temperatur wieder durch Ventil(e) abgegeben wird, wodurch darüberhinaus das tote Volumen des Arbeitsvolumens reduziert werden kann, was erfahrungsgemäß ebenso günstig für das Erreichen eines guten Wirkungsgrades ist, wie eine funktionelle Ersetzung der relativ kleinen Wärmeübergangsfläche des Wärmetauschers durch die sehr viel größere des Regenerators.  
Frischluft kann bei atmosphärischem Druck durch eines der Ventile in das Arbeitsvolumen einströmen, wodurch bei einigen Anwendungen entscheidende Synergieeffekte erzielt werden können.

45 So kann z.B. in ein Arbeitsvolumen heiße Luft aufgenommen und als kühlere Luft in einen Raum mit höherem Druck ausgeblasen werden wobei ein Teil der bei der Abkühlung der Luft freigewordenen Wärmeenergie durch den Kühler aufgenommen wurde.  
Wenn die heiße Frischluft bei atmosphärischem Druck durch Abgase einer Verbrennungskraftmaschine erwärmt wurde und die kühlere Luft mit höherem Druck dazu verwendet wird, um die Verbrennungskraftmaschine aufzuladen, so sind dabei große Synergieeffekte genutzt. (vgl. Anwendungsbeispiele)

50 Bei Nutzung der Sonnenenergie können kostengünstige Parabolrinnenspiegel verwendet werden, da durch die solare Einstrahlung das Arbeitsmittel Luft erhitzt werden kann und so keine Umwelt- und Entsorgungsprobleme durch austretendes Thermoöl auftreten und auch kein weit verzweigtes Absorber- Rohrleitungssystem zur Hochdruck - Dampferzeugung aufgebaut werden muß, wodurch der thermische Energietransport wesentlich unproblematischer wird.

55 Darüber hinaus können die Erwärmung des Arbeitsmittels über ein großes Temperaturintervall (z.B. 200°C bis 500°C) dazu genutzt werden, mit relativ geringem Aufwand eine höhere Endtemperatur des Arbeitsmittels beim Erhitzen im Absorber des Kollektors zu erreichen.

[0013] Dazu können die Prinzipien optische Konzentration, transluzente Isolation und Durchströmung der translu-

zenten Isolation sehr effektiv kombiniert werden.

Die Einbindung eines unproblematischen Speichers aus kostengünstigen Materialien ermöglicht bei entsprechender Dimensionierung sogar die saisonale Speicherung der Sonnenstrahlung über mehrere Monate.

Dadurch wird eine kostengünstige Insellösung möglich wie z.B. die Versorgung eines abgelegenen Dorfes oder einer 5 Krankenstation.

#### Prinzip des verwendeten Kreisprozesses

[0014] Die Ausbildung des Temperaturfeldes im Arbeitsvolumen z.B. bei der Verwendung nur eines Wärmetauschers 10 und der Ablauf eines gesamten Kreisprozesses kann zusammen mit der Aufgabe zugrundeliegenden Problematik durch die folgenden, spezielle Anwendungen betreffenden Ausführungen leichter verstanden werden.

#### Anwendung des Erfindungsprinzips

[0015] Die in Fig.1 dargestellte Vorrichtung kann unter anderem als thermischer Gasverdichter (mit der integrierten 15 Wirkung als Kraftmaschine) arbeiten und bildet aufgrund des einfachen Aufbaus und der relativ einfach möglichen theoretischen Beschreibung des Kreisprozesses eine gute Ausgangsbasis zum Verständnis der komplexeren ebenfalls auf dem Erfindungsprinzip basierenden Maschinen, Vorrichtungen oder Verfahren.

#### Aufbau

[0016] Durch einen Arbeitszylinder als Druckgehäuse 1, einen gleitend gedichteten Kolben 2, Einlaß- und Auslaßventile 3 bzw. 4, wird ein mit Gas als Arbeitsfluid gefülltes Arbeitsvolumen weitgehend eingeschlossen.

In diesem Arbeitsvolumen wird gegen die Zylinderwand 5 gleitend gedichtet ein Rahmen 6 bewegt, auf dem ein Wärmetauscher 7 und ein in der Struktur oder Größe unveränderbarer Regenerator 8 so angebracht sind, daß sie vom 25 Gas durchströmt werden müssen.

Durch federnde Abstandshalter 9 wird zwischen diesem Regenerator 8 und einer von einem Faltenbalg 10 mit umschlossenen, als Regenerator wirkenden reversibel zusammen- und auseinandergehenden Struktur 11, welche aus einem feinen (40 - 80 ppi) Schaumstoff besteht oder diesem bzgl. Homogenität oder Zwischenräume nahe kommt, 30 (z.B. mehrere nebeneinander senkrecht zur Strömungsrichtung angeordnete Lagen aus geprägtem oder gebogenem Metallgewebe) über die gesamte Zylinderfläche ein Strömungskanal 12 gebildet, durch den das Gas vorbei an der Struktur 11 durch das geöffnete Ausgangsventil 4 des Arbeitsvolumens und ein Teil 13 des Rohrleitungssystems zum Ventilator 14 gelangen kann.

Vom Ventilator kann dieses Gas durch einen Teil 15 des Rohrleitungssystems und einen zu durchströmenden Regenerator 16 in einen Reserveraum 17 einströmen, der von einem Faltenbalg umschlossen wird.

Vom Ventilator 14 oder aus diesem Reserveraum 17 kann das Gas nach der Erhitzung in einem (Gegenstrom-) Wärmetauscher 18 durch ein Teil des Rohrleitungssystems 19 durch die Einlaßventile 3 in das Arbeitsvolumen gelangen.

[0017] Zur Pufferung der Druckschwankungen wird, vor den Ventilator (Turbine) 14 ein Drucktank 20 an das Rohrleitungssystem bei 13 angeschlossen.

Der Kolben 2 und der Rahmen 6 werden durch Hydraulikkolben 21, 22, 23 so periodisch bewegt, wie es in Fig.4 Fig. 40, Fig.6 oder der anschließenden Beschreibung des Kreisprozesses charakterisiert ist.

Durch die Hydraulikzylinder 21 und 22 wird der Kolben 2 bzgl. der Hubrichtung in der Orientierung stabilisiert.

Das Antriebsrohr 24 des Rahmens 6 wird durch den Kolben 2 in Hubrichtung durch Dichtungen aus dem Arbeitsvolumen geführt. In diesem Antriebsrohr verlaufen zwei Rohre für das Kühlwasser und sind so gegen die Innenwand des 45 Antriebsrohres abgedichtet, daß zwischen Arbeitsvolumen und Umgebung kein den Kreisprozeß störend beeinflussender Gasaustausch stattfinden kann.

Bewegliche Schläuche 25, 26 verbinden diese Rohre mit festen Anschlüssen 27, 28 eines gekühlten Wasserreservoirs, so daß das Kühlwasser in geschlossenem Kreislauf zirkulieren kann.

Die Flüssigkeit im Wärmetauscher 7 sollte gegenüber dem Arbeitsvolumen immer einen niedrigeren Druck aufweisen, 50 so daß keine Flüssigkeit in das Arbeitsvolumen gedrückt wird, was zu gefährlichen plötzlichen Dampfentwicklungen führen könnte, sondern die Flüssigkeit im Wärmetauscher durch einströmendes Arbeitsfluid verdrängt wird.

Wenn das heiße abzukühlende Gas direkt bei 19 in das Rohrleitungssystem der Vorrichtung zum Transfer von Entropie (vgl. Fig1) eingebracht und bei 15 wieder entnommen wird, so können die Verluste und der konstruktive Aufwand des Wärmetauscher 18 entfallen.

Die Hydraulikkolben 21, 22 und 23 tauschen über ein gesteuertes Ventilsystem 29 des Steuersystems über eine Hydraulikpumpe 30 mit einem Schwungrad 31 und einer als Elektromotor und/oder Generator wirkenden Komponente 32 mechanische Leistung aus.

Vom Teil des Rohrleitungssystems 19 zum Strömungskanal 12 kann durch ein Ventil 33 wahlweise angetrieben durch

einen Ventilator 34 oder nicht durch ein weiteres Ventil 35 Arbeitsfluid ausgetauscht werden.

[0018] Das Ventil 33 bleibt vorerst geschlossen.

Im Folgenden wird von der vertretbaren, vereinfachenden Annahme ausgesangen, daß das Arbeitsfluid als ideales Gas im kühlssten Teilvolumen immer die Temperatur  $T_k$  hat, d.h. es laufen dort nur isotherme Prozesse ab.

5 [0019] Ermittlung der maximal möglichen Abgabe von Arbeit durch ein erfundungsgemäßes Verfahren und eine erfundungsgemäß Vorrichtung bei der durch Kopplung mit einem Kreisprozeß eine Gasmenge der Masse  $m_A$  über ein Temperaturintervall von  $T_1$  nach  $T_2$  abgekühlt wird.

[0020] Bei der Abkühlung des Gases von  $T + dT$  auf  $T$  wird die Wärmeenergie  $dQ = m_A * C_p * dT$  [a1] abgegeben. Wird von einem bei  $T_k$  gekühlten Kreisprozeß diese Wärmeenergie isotherm bei der Temperatur  $T$  aufgenommen, so 10 kann damit maximal die Arbeit

$$dW = \eta_c dQ$$

[a2];

15  $\eta_c = 1 - T_k/T$  : Carnot - Wirkungsgrad [a3]

verrichtet werden.

20 [0021] Bei einer Abkühlung des Gases von  $T_1$  auf  $T_2$  kann dementsprechend die Arbeit

$$25 W = \int_{T_1}^{T_2} dW = \int_{T_1}^{T_2} \eta_c dQ = \int_{T_1}^{T_2} \left(1 - \frac{T_k}{T}\right) * m_A * C_p dT = \\ = m_A * C_p * \left( T_1 - T_2 - T_k * \ln\left(\frac{T_1}{T_2}\right) \right)$$

30 verrichtet werden.

W kann [nach Stephan, Karl: Thermodynamik Grundlagen und technische Anwendungen; Band 1 Einstoffsysteme; 14. Aufl.; 1992 Springer-Verlag S. 177 ff] als die Exergie der Wärmeenergie bezeichnet werden, welche dem Gas beim Abkühlen von  $T_1$  auf  $T_2$  entnommen wurde, wenn die Kühlertemperatur  $T_k$  gleichgesetzt wird mit der Umgebungstemperatur  $T_u$ .

35

$$S. 185: \text{Exergie: } -L_{ex} = \int \left(1 - \frac{T_u}{T}\right) dQ$$

40

[0022] Die schraffierte Fläche unter der Kurve von  $\eta_c(T_k)$  (T) in Fig.2 ist proportional zu dieser Arbeit W.

Dabei wird dem Kreisprozeß die Wärmeenergie  $Q = m_A * C_p * (T_1 - T_2)$  zugeführt

[0023] Für den Gesamtwirkungsgrad dieses Kreisprozesses ergibt sich daraus:

45

$$\eta_{ex} = \frac{W}{Q} = 1 - T_k * \frac{\ln\left(\frac{T_1}{T_2}\right)}{T_1 - T_2}$$

50

[0024] Wird dem Gas die Wärmeenergie durch den thermischen Kontakt mit vier idealen Wärmetauschern bei den Temperaturen  $T_{1,25}$ ,  $T_{1,5}$ ,  $T_{1,75}$ ,  $T_2$  (vgl. Fig.3) isotherm entnommen, so wird die oben aufgezeigte Exergie um  $W_{ex}$  auf die maximal nutzbare Energie W reduziert.

55 Dies ist in Fig.3 dargestellt. Die formale Beschreibung und die Interpretation ergibt sich aus dem Vergleich mit denen zu Fig.2

## Kreisprozeß, den das Gas in der Vorrichtung zu Fig.1 durchläuft

[0025] Der Bewegungsablauf ist bestimmt durch das Steuersystem und grob und für die folgende Analyse ausreichend in Fig.4, Fig.5, Fig.6 I dargestellt.

5 Mit der später detaillierter bestätigten Annahme, daß das Regeneratorsystem 11 im Gleichgewichts-Betriebszustand ein Temperaturprofil aufweist, dessen mittlere Temperatur  $T_{mg}$  bedeutend über der Kühlertemperatur  $T_k$  liegt, ergibt sich daraus direkt der zeitliche Verlauf der mittleren Temperatur im Arbeitsvolumen  $T_m(t)$  und ist in Fig.4, Fig.5, Fig.6 II qualitativ dargestellt. Aufgrund des Reserveraums 17 entspricht der Druck  $P_0$  in dem Teil des Rohrleitungssystems 19 vor den Einlaßventilen atmosphärischem Druck.

10 Der Ventilator 14 soll so arbeiten, daß im Raum 13 des Rohrleitungssystems angrenzend an das Auslaßventil 4 der Druck  $P_1$  nur gering relativ zur Druckdifferenz  $P_1 - P_0$  verändert wird. Die Ventile 3 und 4 werden durch den (Strömungs-) Druck des Gases geöffnet oder geschlossen. Bei der entsprechenden Verringerung des Arbeitsvolumens von  $V_a$  zu  $V_b$  durch die Bewegung des Kolbens 2 in der Zeitperiode a-b-c wird der Druck erhöht, da die Ein-3 und Auslaßventile 4 aufgrund des relativ zu  $P_0$  größeren aber

15 relativ zu  $P_1$  geringeren Drucks  $P(t)$  im Arbeitsvolumen geschlossen sind. Bei der angenommenen isothermen Kompression in der Zeitperiode a-b-c wird vom kühlen Gas im Arbeitsvolumen bei der Temperatur  $T_k$  die Wärmeenergie

20

$$Q_{abc} = \int_{V_a}^{V_b} P_{T_k}(V) dV$$

25 an den Kühlern abgegeben.

[0026] An dem Kolben muß durch das Steuersystem in dieser Zeitperiode die Arbeit  $W_{abc} = -Q_{abc}$  geleistet werden. Dieser Arbeit  $W_{abc}$  entspricht eine in Fig. 7 schraffiert eingezeichnete Fläche.

30 [0027] In der Zeitperiode c-d-e wird bei konstantem Arbeitsvolumen durch eine Verschiebung des Rahmens 6 mit Kühlern 7 und Regenerator 8 das kühleste Teilvolumen kleiner, was zu einem Anstieg der mittleren Temperatur des Gases im Arbeitsvolumen führt. Sobald der Druck  $P(t)$  im Arbeitsvolumen am Anfang dieser Zeitperiode etwas über den Druck  $P_1$  auf der anderen Seite des Auslaßventils 4 steigt, wird dieses Ventil geöffnet und die mit dem Anstieg der mittleren Temperatur verbundene Ausdehnung des Gases bewirkt, daß eine Gasmenge der Masse  $m_A$  aus dem Arbeitsvolumen durch das Auslaßventil ausströmt, im Ventilator 14 adiabatisch expandiert wird und dabei die Arbeit  $W_{nutz}$  verrichtet, welche in Fig.7 einer Fläche entspricht.

35 [0028] Es gilt:

$$40 W_{nutz} = (P_1 - P_0) * V_2 + \int_{V_2}^{V_1} (P_{ad}(V) - P_0) dV; \quad P_{ad}(V) = V_1^\kappa * P_0 * V^{-\kappa}; \quad \kappa = c_p / c_v$$

$$= P_1 * V_2 - P_0 * V_2 - V_1 * P_0 + V_1 * P_0 + \int_{V_2}^{V_1} P_{ad}(V) dV$$

$$45 = P_1 * V_2 - V_1 * P_0 + c_v * m_A * (T_2 - T_1)$$

[0029] Bemerkung: Bei gegebenem Druckverhältnis  $P_1/P_0$  ergibt sich  $T_2$  unabhängig von  $m_A$  mit

50

$$W_{nutz} = C_p * m_A * (T_1 - T_2) * \eta_{ges}$$

Jedes Volumen  $V$  kann durch eine entsprechende evtl. sehr kleine Aufteilung so in Teilvolumina  $V_i$  mit

55

$$V = \sum_i V_i$$

aufgeteilt werden, daß für  $V_i$  ohne eine effektive Verfälschung der thermodynamischen Beschreibung angesetzt werden

kann:

$$P \cdot V_I = N_I \cdot k_B \cdot T_I;$$

5

$$N_I = P \cdot \frac{1}{k_B} \cdot \frac{1}{T_I} \cdot V_I;$$

10  $k_B$ : Boltzmannkonstante;  $T_I$ : Temperatur in  $V_I$ ;  $N_I$ : Anzahl von Gas-Molekülen in  $V_I$

Mathematische Begründung:

15 [0030] Aufgrund der Wärmeleitung kann von einem stetig differenzierbaren Temperaturfeld ausgegangen werden.  
vgl. Riemann - Integrale  
Es gilt dann allgemein:

20

$$N = \frac{P}{k_B} \cdot \int_{r_i}^r \frac{1}{T(\bar{r})} d^3r$$

[0031] Anzahl der pro Periode mit dem Arbeitsvolumen ausgetauschten Gas-Moleküle:

25

$$\Delta N = N_c - N_s = \frac{P}{k_B} \cdot \int_{r_i}^{r_c} \frac{1}{T_c(\bar{r})} - \frac{1}{T_s(\bar{r})} d^3r$$

30 [0032] Bemerkung: die Buchstaben im Index z.B. c in  $N_c$  kennzeichnen einen in Fig.4, Fig.5, Fig.6 definierten Zeitpunkt des Kreisprozesses.  
Bestimmung der Masse der ausgetauschten Gasmenge

35

$$m_{\text{aus}} = m_c \cdot \frac{\Delta N}{N_c}; \quad N_c = \frac{P}{k_B} \cdot \int_{r_i}^{r_c} \frac{1}{T_c(\bar{r})} d^3r$$

40  $m_c$ : Masse des Gases im Arbeitsvolumen zum Zeitpunkt c  
für die Zeitperiode c-d-e gilt:

45

$$m_{\text{aus}} = m_c \cdot \left[ 1 - \frac{\int_{r_i}^{r_s} \frac{1}{T_s(\bar{r})} d^3r}{\int_{r_i}^{r_c} \frac{1}{T_c(\bar{r})} d^3r} \right]$$

50

[0033] In der Zeitperiode e-f-g wird das Arbeitsvolumen durch die Kolbenbewegung vergrößert.  
Dabei soll das Gas relativ zu den Wärmeübergangsflächen, welche für den thermodynamischen Kreisprozeß notwendig wirksam sind, nicht strömen.  
55 Da in dieser Zeitperiode das Gas im gesamten Arbeitsvolumen in direktem Kontakt mit Wärmeübergangsflächen zu großen Wärmekapazitäten steht, welche für den thermodynamischen Kreisprozeß notwendig wirksam sind und aufgrund deren speziellen Bewegung das Gas relativ dazu nicht bewegt wird, kann diese Zeitperiode des Kreisprozesses durch eine isotherme Expansion beschrieben werden, wobei für die ausgetauschte Wärmeenergie oder Arbeit die

selben Formeln gelten, wie für die Zeitperiode a-b-c.

So ist es möglich, diese Energie in einem schwingenden System zu speichern und zur Kompression wieder abzugeben (z.B. durch eine schwingende Wassersäule in einem U-förmigen Rohr evtl. mit einem als Luftfeder wirkenden Hohlraum als Begrenzung. Für die in der Zeitperiode g-h-a aufgenommene Gasmenge gilt: (vgl. c-d-e)

5

10

$$m_{Agha} = m_a * \left[ 1 - \frac{\int_{r_a}^r \frac{1}{T_x(r)} d^3 r}{\int_{r_a}^r \frac{1}{T_a(r)} d^3 r} \right]$$

15  $m_{Agha} = m_{Acd}$

$m_a$ : Masse des Gases im Arbeitsvolumen zum Zeitpunkt a

[0034] Der Temperaturverlauf, das Temperaturfeld  $T(r)$  in der Vorrichtung zu Fig. 1 in der Zeitperiode e-f-g füllt die weitgehend homogene Regeneratorstruktur 11 mit relativ zum Gas im Arbeitsvolumen sehr großer, im Folgenden als unendlich angenommener Wärmekapazität weitgehend das ganze Arbeitsvolumen aus und das Arbeitsvolumen wird durch die Verschiebung des Kolbens expandiert.

20

Aufgrund der speziellen Bewegung finden im Arbeitsvolumen nur isotherme Prozesse statt.

**Ansatz:**

[0035] Das Arbeitsvolumen sei durch  $E - 1$  senkrecht zum Hub angeordnete Ebenen in E gleich große Teilvolumina aufgeteilt. Aufgrund der Symmetrie ist auf diesen Ebenen die Temperatur im Idealfall konstant.

25

Der Regenerator-Struktur 11 in jedem dieser Teilvolumina wird durch die isotherme Expansion des Gases die Wärmeenergie  $Q_i = 1/E * Q_{efg}$  entnommen.  $i \in [1; E]$  Während der Zeitperiode g-h-a wird der Regenerator-Struktur 11 durch die Abkühlung der durch die Einlaßventile 3 einströmenden heißen Gasmenge der Masse  $m_A$  bei jeder Periode effektiv Energie zugeführt, da dadurch insgesamt eine größere Gasmenge vom heißen in den kälteren Teil der Regeneratorstruktur 11 strömt, als bei der umgekehrten Strömungsrichtung.

30

[0036] Das j-te dieser Teilvolumina werde (vgl. oben) durch die isothermen Ebenen der Temperatur  $T_j$  und  $T_{j+1}$  begrenzt. Die Gasströmung während einer Periode führt diesem Teilvolumen die Wärmeenergie  $Q_j = m_A * c_p * (T_j - T_{j+1})$  zu.

Für die Ausbildung eines Betriebszustandes im Gleichgewicht muß gelten:

35

$$Q_j = m_A * c_p * (T_j - T_{j+1}) = Q_i = 1/E * Q_{efg}$$

Aus  $(T_j - T_{j+1}) = (m_A * c_p * E)^{-1} * Q_{efg}$  folgt für  $T(r)$  ein linearer Temperaturverlauf in Hubrichtung.

40

[0037] Sollen in der Anlage bei der Abkühlung des ausgetauschten Gases um eine bestimmte Temperaturdifferenz ein größeres Druckverhältnis  $P_1/P_0$  erreicht werden, so muß in der Zeitperiode g-h-a die Gasmenge der Masse  $m_B$  durch ein weiteres (angesteuertes) Auslaßventil 35 aus dem Strömungskanal 12 mit einem Ventilator 34 gesaugt werden, der im Idealfall durch verstellbare Elemente nur in dieser Zeitperiode die dazu notwendige relativ zu  $P_1 - P_0$  kleine Druckdifferenz aufbringt. Diese Gasmenge wird dem Raum 15 des Rohrleitungssystems zugeführt.

45

D.h. offenes Ventil 33.

Wenn vier solche Arbeitsvolumina um  $90^\circ$  phasenverschoben arbeiten, so kann ein handelsüblicher Ventilator gleichmäßig durchlaufen, d.h. nur die Auslaßventile 35 müssen mit etwas Kraft- und Energieaufwand gesteuert werden. Bei unverändertem  $T_1, T_2, P_0$  wird dadurch die ausgetauschte und abgekühlte Gasmenge  $m_A$  um  $m_B$  vergrößert und dem Regeneratorsystem 11 wird während einer Periode eine größere Menge an Wärmeenergie zugeführt.

50

Diese größere Wärmeenergie wird dem Regeneratorsystem 11 in der Zeitperiode e-f-g während der effektiv isothermen Expansion des Gases von  $P_1$  auf  $P_0$  wieder teilweise entzogen, wobei ein größeres Druckverhältnis  $P_1/P_0$  erreicht werden kann und so insgesamt pro Periode mehr Energie umgesetzt wird, wobei die am Regenerator 8 oder am Regeneratorsystem 11 insgesamt ausgetauschte Wärmeenergie wie auch die damit zusammenhängenden thermischen Verluste in einem weit geringerem Verhältnis erhöht werden.

55

Insgesamt wird dadurch ein besserer Wirkungsgrad erreicht.

Wenn der Massenstrom durch den verstellbaren Ventilator in 3 Stufen (aus, mittel, groß) eingestellt werden kann und die Stufe groß immer beim Unterschreiten einer bestimmten Temperatur durch einen Thermostaten eingeschaltet wird, so kann die Temperatur  $T_2$  dadurch mit relativ geringem Aufwand ausreichend bei einem Wert stabilisiert werden.

**Einsatz der in Fig.1 charakterisierten Vorrichtung als Kältemaschine**

[0038] Die in Fig.1 dargestellte Vorrichtung kann auch als Kältemaschine betrieben werden, welche eine Gasmenge über ein großes Temperaturintervall abkühlt.

5 Dazu muß der dann angetriebene Ventilator (Turbine) 14 das Gas aus dem Teil des Rohrleitungssystems 19 mit dem Druck  $P_0$  in den Teil 13 mit  $P_1$  drücken.

Die Strömungsrichtung des Gases wird (im Arbeitsvolumen überall) umgekehrt, der Aufbau der Vorrichtung und der Bewegungsauflauf bleiben wie in Fig. 1 bzw. Fig.4, Fig.5, Fig.6 dargestellt erhalten.

10 Das Auslaßventil 4 wird zu einem Einlaßventil indem es bei unveränderter Anschlagsrichtung in der Zeitperiode c-d-e z.B. durch eine angreifende mit dem Steuersystem verbundene Feder gegen den Strömungsdruck offen gehalten wird.

Das dann mit dem Druck  $P_1$  einströmende Gas gibt bei der Abkühlung Wärmeenergie an das Regeneratorsystem 11 ab.

15 Dem Regeneratorsystem wird während der Zeitperiode e-f-g bei der effektiv isothermen Expansion des Gases (wie vorne beim Gasverdichter; Kraftmaschinen) von  $P_1$  auf  $P_0$  Wärmeenergie entzogen. Wie vorne bei der Beschreibung der Kraftmaschine gezeigt, wird auch bei der Kältemaschine durch das Zusammenwirken der Teilprozesse in den Zeitperioden c-d-e und e-f-g ein in Hubrichtung lineares Temperaturfeld  $T(r)$  in der Regeneratorstruktur 11 ausgebildet, dessen mittlere Temperatur  $T_m$  bei der Kältemaschine unter der Kühlertemperatur  $T_k$  liegt. (zeitliche Entwicklung von  $T_m(t)$  in Fig.4, Fig.5, Fig.6: Ersetze max.  $T_m(t)$  durch min.  $T(t)$ ).

20 Dadurch wird die mittlere Temperatur im Arbeitsvolumen beim Zusammenschieben des Regeneratorsystems 11 in der Zeitperiode g-h-a vergrößert.

Die Einlaßventile der Kraftmaschine 3 können bei der Kältemaschine als Auslaßventile wirken, wenn sie bei unveränderter Anschlagsrichtung in dieser Zeitperiode g-h-a z.B. durch eine angreifende, mit dem Steuersystem verbundene Feder gegen den Strömungsdruck offen gehalten werden und Gas aufgrund der Erhöhung der mittleren Temperatur im konstanten Arbeitsvolumen bei konstantem Druck  $P_0$  in den Teil des Rohrleitungssystems 19 ausströmt.

25 Bevor dieses Gas erneut durch den Ventilator (Turbine) verdichtet wird, nimmt es im Wärmetauscher 18 die von der Abkühlung des anderen Gasstromes stammende Wärmeenergie auf.

Wenn das abzukühlende Gas direkt bei 15 in das Rohrleitungssystem der Kältemaschine (vgl. Fig1) eingebracht und bei 19 wieder entnommen wird, so können die Verluste und der konstruktive Aufwand des Wärmetauscher 18 entfallen.

30 In der Zeitperiode c-d-e wird bei konstantem Arbeitsvolumen die mittlere Temperatur des Gases im Arbeitsvolumen durch die Ausdehnung des Regeneratorsystems 11 erniedrigt, was aufgrund des offen gehaltenen Ventils 4 bei konstantem Druck  $P_1$  zu einem Einströmen von wärmerem Gas, einer zusätzlichen Wärmeenergiezufuhr an die Regeneratorstruktur 11 und der Schließung des Kreisprozesses führt.

35 Erreichen einer größeren Temperaturdifferenz  $T_1 - T_2$  beim Einsatz der in Fig.1 charakterisierten Vorrichtung als Kältemaschine

[0039] Die in Fig. 1 dargestellt und bereits als Kraftmaschine beschriebene Vorrichtung kann, wie bereits weitgehend vorne dargestellt, auch als Kältemaschine betrieben werden. Wie bei der Kraftmaschine kann bei offenem Ventil 33 und stehendem Ventilator 34 ein größerer Temperaturunterschied der vom Arbeitsvolumen aufgenommenen und abgegebenen Gasmenge der Masse  $m_A$  erreicht werden, wenn in der Zeitperiode g-h-a eine Gasmenge der Masse  $m_H$  durch das in diesem Fall bei gleichem Anschlag als Auslaßventil wirkende Ventil 35 in den Raum 15 ausströmt, welches in dieser Zeitperiode g-h-a durch das Steuersystem gegen den Strömungsdruck offen gehalten wird.

40 Erreichen einer kleineren Temperaturdifferenz  $T_1 - T_2$  beim Einsatz der in Fig.1 charakterisierten Vorrichtung als Kältemaschine

[0040] Die in Figur 1 dargestellte Kraftmaschine kann, wie bereits vorne dargestellt auch als Kältemaschine betrieben werden. Soll wie bei der Kraftmaschine auch bei der Kältemaschine für eine bestimmte Abkühlung mit einer größeren Druckdifferenz  $P_1 - P_0$  gearbeitet werden, so kann dies erreicht werden, wenn in der Zeitperiode g-h-a die Gasmenge der Masse  $m_B$  durch ein weiteres (angesteuertes) Einlaßventil 35 in den Strömungskanal 12 mit einem Ventilator 34 aus dem Raum 15 eingeblasen wird.

**Wirkung als Wärmepumpe**

45 [0041] Wenn bei den vorne beschriebenen Kältemaschinen das Steuersystem durch Umkehr aller Bewegungsrichtungen so läuft, daß die bewegten Teile ihre Position gemäß Fig.4, Fig.5, Fig.6 in der umgekehrten Reihenfolge h-g-f-e-d-c-b-a h ändern und Ventilator-Arbeitsrichtungen relativ zu Fig.1 unverändert bleiben, so wirken diese Vorrichtungen als Wärmepumpen, welche das eingeblasene Gas über vergleichbare Temperaturintervalle bei vergleichbaren

Druckverhältnissen erwärmen, anstatt abzukühlen.

**Der Kreisprozeß beim Einsatz einer Vorrichtung nach Fig.1 als Wärmepumpe**

5 [0042] In der Zeitperiode g-f-e wird bei der isothermen Kompression (bei geschlossenen Ventilen) des Gases von  $P_0$  auf  $P_1$  dem Regeneratorsystem 11 Wärmeenergie zugeführt.

Beim Zusammenschieben des Regeneratorsystems 11 in der Zeitperiode e-d-c wird durch das offengehaltene Ventil 4 von der Turbine Gas der Temperatur  $T_H$  vom Arbeitsvolumen bei dem Druck  $P_1$  aufgenommen, da die mittlere Temperatur abgesenkt wird.

10

**heißes Gas + kühles Gas ergibt warmes Gas mit höherem Druck**

15 [0043] Um in ein Arbeitsvolumen zwei Gasmengen der Massen  $m_1, m_2$  mit den Temperaturen  $T_1$ , bzw.  $T_2$  aufzunehmen und hei einer zwischen  $T_1$  und  $T_2$  liegenden Temperatur  $T_3$  bei höherem Druck wieder abgeben zu können, muß im Vergleich zu den in Fig. 1 dargestellten Entropietransformatoren folgendes abgeändert werden:

20

a.) am Kolben 2 sind Ventile der Art 3 angebracht, durch welche das kalte Gas aus einem relativ zur Änderung des Arbeitsvolumen großen mit dem Zylinder 1 gebildeten Pufferraum in das Arbeitsvolumen einströmen kann. Zwischen diesen Ventilen und dem angetriebenen flachen Rahmen 6 des Regenerators 8 ist ein zu 11 analoges Regeneratorsystem angeordnet. Der Wärmetauscher 7 kann entfallen. Der Bewegungsablauf, sowie die Änderung der mittleren Temperatur  $T_m(t)$  oder der Druck im Arbeitsvolumen  $P(t)$  entsprechen dennoch weitgehend den qualitativen

25

Darstellungen in Fig.4, Fig.5, Fig.6. In der Zeitperiode g-h-a wird durch die jeweiligen Ventile Gas mit der Temperatur  $T_1$ , bzw.  $T_2$  eingesaugt. Bei einer entsprechenden Einstellung des Verhältnisses der Massen der eingesaugten Gasmengen  $m_1$  ( $T_1$ ) und  $m_2$ , ergibt sich in Hubrichtung ein linearer Temperaturverlauf. Dies müßte sich für den Wirkungsgrad als ideal erweisen.

Durch Ventile müssen die in das Arbeitsvolumen einströmenden Gasmengen entsprechend reguliert werden.

30

Soll das kühtere Gas nur eine geringere Temperaturänderung erfahren, so wird wie vorne beschrieben während dessen Einströmvorgang durch ein weiteres Ventil (vgl. 35) mit einem Ventilator Gas aus dem Arbeitsvolumen gesaugt.

Zum Strömungskanal 12 kommt ein weiterer spiegelbildlich zum Regenort 8 angeordneter Strömungskanal für das aus dem Arbeitsvolumen strömende Gas.

35

An jeden dieser Strömungskanäle grenzen jeweils die Ventile 4 und 35 bzw. entsprechende Venile an, durch die die Temperaturintervalle für die ausgetauschten Gasmengen über weite Bereiche (vgl. zu Fig.1b, 1c) variiert werden können.

Insgesamt ist dieser Entropietransformator evtl. einfacher aufzubauen; da kein Wärmetauscher (z.B. Autokühler) notwendig ist.

Außerdem kann keine plötzliche Dampfentwicklung durch entwichenes Kühlwasser auftreten

40

[0044] Wie vorne bereits heim Gasverdichter gezeigt, kann auch diese Konstruktion so betrieben werden, daß lauwarmes Gas mit höherem Druck durch eine Turbine in das Arbeitsvolumen gepreßt und dadurch die Strömungsrichtung aber nicht der periodische Bewegungsablauf (vgl. Fig.4, Fig.5, Fig.6) geändert wird und aus dem Arbeitsvolumen heißes und kaltes Gas bei niedrigerem Druck ausströmen.

**Kombination von Kältemaschine und Kraftmaschine**

45

[0045] Steht heißes Gas und kühles Gas oder Kühlwasser der Temperatur  $T_k$  zur Verfügung, so kann Gas durch einen Entropietransformator mit 2 Arbeitsvolumina unter die Kühlwassertemperatur  $T_k$  abgekühlt werden.

Im Prinzip wird dazu bei einer der vorne beschriebenen Kältemaschinen der angetriebene Ventilator 14 durch eine der vorne beschriebenen Vorrichtungen mit der Wirkung eines Gasverdichters ersetzt; wobei das heiße Gas vom Arbeitsvolumen, welches dem Gasverdichter zugeordnet werden kann, aufgenommen und bei höherem Druck durch das Auslaßventil 4 dieses Arbeitsvolumens in einen Raum des Rohrleitungssystems abgegeben wird, an den ein pufferndes Druckgefäß angeschlossen sein kann und von wo aus das Gas evtl. nach einer vorherigen Abkühlung auf ca.  $T_k$  durch das als Einlaßventil wirkende Ventil 4 in das Arbeitsvolumen einströmt, welches der Kältemaschine zugeordnet werden kann.

55

Aus diesem Arbeitsvolumen strömt das unter  $T_k$  abgekühlte Gas durch die Ventile 3 und evtl. 35 aus.

Für die Abstimmung von Druck- und Temperaturdifferenzen können (wie vorne dargestellt), die periodische Durchströmung der Ventile 35 der beiden Arbeitsvolumina entsprechend eingestellt werden.

Laufen in einem Arbeitsvolumen die in Fig.4, Fig.5, Fig.6 dargestellten Bewegungen simultan ab, so kann das puf-

fernde Druckgefäß kleiner dimensioniert werden, oder entfallen.  
 Es ist auch interessant, diese Kombination als Wärmepumpe für Flüssigkeit zu verwenden.  
 Weitere interessante Kombinationen dienen der Erhöhung der Heizzahl auf einen Wert über 1.  
 So wird von einem ersten Arbeitsvolumen wie vorne beschrieben je eine heiße und kalte Gasmenge aufgenommen  
 5 und als kühle Gasmenge bei höherem Druck wieder abgegeben und aufgenommen von einem zweiten Arbeitsvolumen,  
 das es als warme Gasmenge beim Ausgangsdruck wieder abgibt. Dabei wurde im zweiten Arbeitsvolumen die Flüssigkeit eines Wärmetauschers oder eine zusätzliche Gasmenge abgekühlt.

### Konstantes Arbeitsvolumen

10 [0046] Beschriebene Funktion: Teil eines Gasverdichters (Kraftmaschine)  
 Das in Fig.8, Fig.9 oder Fig.10 dargestellte Arbeitsvolumen eines Entropietransformators, weist z.B. als Teil einer Kraftmaschine im Vergleich zu dem in Fig.1 oder Fig.4, Fig.5, Fig.6 gezeigten zwei für die Thermodynamik entscheidende Unterschiede auf:  
 15 Erstens wird das Arbeitsvolumen in der Größe nicht verändert.  
 Zweitens wirken anstatt des in Fig.1 dargestellten relativ homogenen Regeneratorsystems 11 in dem Arbeitsvolumen zu Fig.8, Fig.9 oder Fig.10 vier diskrete, starr aufgebaute Regenatoren 36, 37, 38, 39, an welchen wie an den zwei weiteren Regenatoren 40 und 41 je vier Rohre befestigt sind die jeweils Teil einer der vier konzentrischen Anordnungen von Rohren 42 des Steuersystems sind.  
 20 Diese Komponenten 36 - 41 sowie der Rahmen mit dem als Kühler wirkenden Wärmetauscher 43 sind mit V2A-Abdichtbürsten auf Bronze-Zylinderwandbleche 44 wie auch die Rohre für die Wärmetauscherflüssigkeit 45, 46 so abgedichtet, daß sie im Betriebszustand vom Arbeitsmittel bei minimaler (unter 10%) Verlustströmung zwischen Dichtung und Zylinderwand durchströmt werden.  
 Der periodische Bewegungsablauf dieser Komponenten ist qualitativ in Fig.9 I oder Fig. 10 I dargestellt mit den Bezeichnungen H: für Hub und t: für Zeit.  
 25 Die Regenatoren sind aus einem unteren V2A-Lochblech mit möglichst geringen Metallflächenanteil mit zur Verstärkung aufgeschweißten, parallel zum Lochblech offenen U-Profilen aus V2A in welche mit V2A-Gewebe (Drahtdurchmesser ca 0,1 mm) umhüllte Metallfasern (Schwerpunkt des Durchmessers bei 40 Mykrometern) eingeschoben sind, die durch ein weiteres Lochblech eingespannt und eingeschlossen sind.  
 30 Die beiden Lochbleche sind durch eine Drahtwicklung dort zusammengehalten, wo die Lochbleche so verformt worden sind, daß die äußeren Flächen dieser Regenators trotz der Drahtwicklung keine lokale Erhebung aufwiesen.  
 Am Rand geht das Lochblech in ein Blech ohne Löcher über, wodurch die Dichtungen gehalten und zu den Metallfasern so abgedichtet werden, daß diese durchströmt werden.  
 Ansonsten wird ähnlich wie bei der Kraftmaschine wie zu Fig.1, Fig.4, Fig.5, Fig.6 durch ein Druckgehäuse 47, Einlaß 35 48 und Auslaßventile 49 ein mit Gas als Arbeitsfluid gefülltes Arbeitsvolumen weitgehend eingeschlossen. Das Gas kann durch die Einlaßventile aus einem Raum des Rohrleitungssystems der 15 in Fig. 1 entspricht in das Teilvolumen zwischen Zylinderdeckel und dem Regenerator 36 einströmen und aus einem Raum zwischen den Regenatoren 39 und 40 durch ein  
 40 [0047] Rohr 50 ausströmen, in dem konzentrisch und in fester Verbindung ein Rohr 45 mit der Leitung 46 für die Wärmetauscherflüssigkeit verläuft und das periodisch in eines der das Arbeitsvolumen begrenzenden, nicht periodisch bewegten Rohre 5 mit Bürsten 52 gedichtet einfährt. Aus diesem Rohr 51 kann das Gas durch die Auslaßventile 49 in einen Raum des Gas-Rohrleitungssystems gelangen, der in Fig.1 13 entspricht.  
 [0048] Die Führungs-, Antriebs- und Steuereinheit für die Realisation des in Fig. 9 bzw. 10 charakterisierten Bewegungsablaufes der Elemente mit den Bezugszeichen 36 - 41 und 43 sind mit den Bezugszeichen 42, 53 - 60, 63 - 98 45 in den Figuren 8, 11 bis 14 und 17 bis 19 bezeichnet.  
 [0049] Der Wärmetauscher wird im geschlossenen Kreislauf mit Flüssigkeit aus den Elementen mit den Bezugszeichen 45, 46, 102 - 106 versorgt.  
 [0050] In dem Teilvolumen, welches vom Arbeitsvolumen nur durch den Regenerator 41 abgegrenzt wird, werden 50 vom Gas zu durchströmende, senkrecht zur Huhrichtung angeordnete Gitterebenen 108 durch das Steuersystem wie in Fig.9 I charakterisiert, so bewegt, daß sie zu diesem Regenerator 41 oder der benachbarten, bereits bewegten Gitterebene entweder einen bestimmten Abstand (z.B. 20 % des Gesamthubs) einhalten oder möglichst nah an der Begrenzungsfläche des Druckgefäßes verbleiben. Für den Antrieb der Gitterebenen 109 in dem Teilvolumen des Arbeitsvolumens, welches nur durch den Regenerator 36 abgegrenzt wird gilt weitgehend das selbe. Bei diesem periodischen Bewegungsablauf werden diese Gitterebenen im Betriebszustand weitgehend nur von Gas mit konstanter 55 Temperatur durchströmt und es wird die Ausbildung von Wirbelströmungen stark behindert, durch welche es zu einer Vermischung von Gasmengen mit den maximalen Temperaturunterschieden in diesen Teilvolumen kommen kann.  
 Antrieb: Vgl. Patentanspruch 99, 100.  
 Das in Fig.8 dargestellte Arbeitsvolumen wird wie das Arbeitsvolumen in Fig.1 an ein Rohrleitungssystem angeschlos-

sen und in das umgebende System integriert.

Kreisprozeß des Gases im in Fig.8 dargestellten

##### 5 konstanten Arbeitsvolumen

[0051] Die grundsätzlichen Überlegungen, welche zur in Fig. 1 oder 3 charakterisierten u.a. als Gasverdichter eingesetzte Anlage angestellt wurden, gelten auch für diese in Fig.8 oder Fig.9 charakterisierte mit der Wirkung als Gasverdichter eingesetzte Anlage.

10 So kann auch hierzu davon ausgegangen werden, daß die Regeneratoren 36 - 40 im Gleichgewichts-Betriebszustand ein Temperaturprofil aufweisen, dessen mittlere Temperatur  $T_{mg}$  bedeutend über der Temperatur  $T_k$  des Kühlers liegt. Der qualitative zeitliche Verlauf der mittleren Temperatur im Arbeitsvolumen  $T_m(t)$  ergibt sich daraus direkt und ist in Fig.9 II qualitativ dargestellt.  
 15 Die Ein- und Auslaßventile sollen wie in Fig. 1 gezeigt mit den umgebenden Systemen verbunden sein; d.h. aufgrund des Reserveraums 17 entspricht der Druck  $P_0$  in dem Teil des Rohrleitungssystems vor den Einlaßventilen 48 atmosphärischem Druck.  
 Die Turbine 14 in Fig. 1 soll so arbeiten, daß durch das Zusammenwirken mit einem vorgeschalteten Ausgleichsdruckgefäß im Raum des Rohrleitungssystems angrenzend an das Auslaßventil 13 der Druck  $P_1$  nur gering relativ zur Druckdifferenz  $P_1 - P_0$  verändert wird.  
 20 Die Ventile 49 und 48 werden durch den (Strömungs-) Druck des Gases geöffnet und/oder geschlossen.  
 Im Gleichgewichts- Betriebszustand hat das Gas im Arbeitsvolumen seine niedrigste mittlere Temperatur  $T_m(t)$  vgl. Fig.9 I zum Zeitpunkt a erreicht.  
 Direkt danach wird das Einlaßventil geschlossen durch den Strömungsdruck von aus dem Arbeitsvolumen infolge der Anhebung der mittleren Gastemperatur  $T_m$  im Arbeitsvolumen strömendem Gas.  
 25 Solange der Druck im Arbeitsvolumen kleiner als der Druck  $P_1$  auf der anderen Seite der (des) Auslaßventils 49 bleibt, ist auch dieses geschlossen.  
 Mit der Erhöhung der mittleren Gastemperatur  $T_m(t)$  im Arbeitsvolumen steigt infolge dessen der Druck in der Zeitperiode a-b-c von  $P_0$  auf  $P_1$ :

30

$$P = k_B \cdot N \cdot \frac{1}{\int_r^1 \frac{1}{T(r)} dr}$$

35

[0052] Dabei wird vom verdichteten Gas Wärmeenergie an den Kühler abgegeben. Zum Zeitpunkt e hat das Gas im Arbeitsvolumen die höchste mittlere Temperatur  $T_m(t)$  erreicht.  
 Bei der anschließenden Absenkung von  $T_m(t)$  in der Zeitperiode e-f-g wird das Auslaßventil durch den gegenüber  $P_1$  abgesenkten Druck im Arbeitsvolumen wieder geschlossen. Der Druck im Arbeitsvolumen ist für eine Öffnung der Einlaßventile noch zu groß, so daß die Absenkung von  $T_m(t)$  zu einer Verringerung des Drucks  $P(t)$  im Arbeitsvolumen führt. Dabei wird von den Regeneratoren 37 - 40 Wärmeenergie abgenommen; (vgl.  $Q_{erg}$ ) da das durchströmende Gas zwischen zwei Regeneratoren wieder expandiert wird.

[0053] Bei einer weiteren Erhöhung von  $T_m(t)$  in der Zeitperiode c-d-e wird das Auslaßventil durch den etwas höheren Druck im Arbeitsvolumen geöffnet und es strömt eine Gasmenge der Masse  $m_A$  aus.

45 [0054] Zum Zeitpunkt e ist die maximale mittlere Temperatur des Gases im Arbeitsvolumen erreicht.  
 In der anschließenden Zeitperiode e-f-g ist die Masse des Gases im Arbeitsvolumen kleiner als in der Zeitperiode a-b-c.  
 Die Druckdifferenz von  $P_1 - P_0$  wird bereits nach einer geringeren Absenkung von  $T_m(t)$  erreicht.  
 Bei der weiteren Absenkung von  $T_m(t)$  wird bei konstantem Druck  $P_0$  die Gasmenge der Masse  $m_A$  vom Arbeitsvolumen durch das Einlaßventil aufgenommen, bis zum Zeitpunkt

50 j = a wieder der kleinste Wert für  $T_m(t)$  erreicht ist.

Die eingeströmte Gasmenge wird durch die Abgabe von Wärmeenergie an die Regeneratoren 36 - 40, sowie bei der Durchmischung mit kühlerem Gas abgekühlt. Allgemein gilt: Einem durch die in Anspruch 1 charakterisierten Komponenten vom Arbeitsvolumen abgeteilten Teilvolumen wird bei einer vollen Periode Wärmeenergie entzogen, wenn es während der Zeitperiode des Druckanstiegs im Schnitt (deutlich) kleiner ist, als während dem der Druckabsenkung.

55 Werden bei dieser Maschine im Betriebszustand des Gleichgewichts plötzlich alle Ventile geschlossen, so läuft ein Prozeß ab, der dem einer Vuilleumier - Wärmepumpe sehr nahekommt. In diesem Fall wird Wärmeenergie aus den Teilvolumina des Arbeitsvolumens zwischen den Regeneratoren 36-40 entnommen und teilweise an den Kühler abgegeben.

Durch diesen Teil-Kreisprozeß wird ein zweiter Teil-Kreisprozeß angetrieben, der aus dem Teilvolumen des Arbeitsvolumens, das nur durch Regenerator 41 abgegrenzt wird in das Teilvolumen gepumpt, welches nur durch den Regenerator 36 vom Arbeitsvolumen abgegrenzt wird.

[0055] Daß dieser Prozeß nicht ungewollt durch ein klemmendes Ventil in Gang gebracht wird und es zu Zerstörungen durch Überhitzung kommt, kann durch ein von der Temperatur des gefährdeten Teilvolumens gesteuertes Ventil verhindert werden, welches im Notfall einen konstanten Druck im Arbeitsvolumen bewirkt.

Wenn das Auslaßventil durch eine entsprechend niedrige Wahl des Druckes  $P_1$  bereits einen kleinen Bruchteil der Zeitperiode a-b-c nach dem Zeitpunkt a, an dem im Arbeitsvolumen die niedrigste mittlere Gastemperatur herrscht, geöffnet wird, so wird bei diesem Kreisprozeß vor allem dann der Druck im Arbeitsvolumen erhöht, wenn das nur durch Regenerator 41 abgegrenzte und das an den Kühler angrenzende Teilvolumen weitgehend die maximale und das nur durch Regenerator 36 abgegrenzte Teilvolumen und die Teilvolumina zwischen zwei Regeneratoren weitgehend ihre minimale Größe aufwiesen.

Während der Absenkung des Druckes im Arbeitsvolumen herrscht das andere extremen Größenverhältnis.

Dadurch wird die Wärmeenergie bzgl dieser Teilvolumina durch diesen gesamten Kreisprozeß in der anderen Richtung umgesetzt, als bei geschlossenen Ventilen (vgl oben)

[0056] Zwischen diesen beiden Extremen kann der Druck  $P_1$  so gewählt werden, daß dem nur durch den Regenerator 36 abgegrenzten Teilvolumen des Arbeitsvolumens durch den Kreisprozeß im Schnitt pro Periode keine Wärmeenergie entnommen oder zugeführt wird.

[0057] Die Wärmeenergie, welche dem Teilvolumen des Arbeitsvolumens, das nur durch den Regenerator 41 abgegrenzt wird, durch Irreversibilitäten wie Shuttle - Effekt, Wärmeleitung und den ungünstigen Wirkungsgrad des Regenerators zugeführt wird, wird bei diesem Druck  $P_1$  durch den in Fig.9 I dargestellten speziellen Bewegungsablauf des Regenerators 41 wieder entzogen und dem Kühler zugeführt.

[0058] Der in Fig. 10 charakterisierte Bewegungsablauf hat den Vorteil, daß die Strömungskanäle für den Gasaus tausch nur in geringerem Maße durch die bewegten Regeneratoren abgedeckt oder besser ausgebildet sind.

Im Gegensatz zu den Darstellungen in Fig.8 muß dazu der untere Hubrahmen 90 mit dem untersten Regenerator 41 verbunden sein.

Auch für diesen Bewegungsablauf im Arbeitsvolumen kann der Druck  $P_1$  so eingestellt werden, daß für die entsprechenden Teilvolumen eine analoge Wärmeenergiebilanz ergibt.

[0059] Den Teilvolumina des Arbeitsvolumens zwischen je zwei der Regeneratoren 36-40 wird dadurch Wärmeenergie abgenommen, daß das durchströmende Gas in der Zeitperiode e-f-g zwischen zwei Regeneratoren weiter expandiert wird.

Diesen Teilvolumina wird während einer Periode dadurch Wärmeenergie zugeführt, daß aufgrund der heiß durch das Einlaßventil 48 in das Arbeitsvolumen aufgenommene und kühler durch die Auslaßventile 49 abgegebene Gasmenge der Masse  $m_A$  die Regeneratoren 36-39 bei einer Durchströmung von der heißesten Seite mit einer um diese Gasmenge der Masse  $m_A$  größeren Gasmenge durchströmt werden, als von der kühleren Seite.

Dabei bildet sich auf der kühleren Seite eines dieser homogen angenommenen Regeneratoren ein Temperaturprofil mit größerem Gradienten in Durchflußrichtung aus.

Bei der angenommenen gleichmäßigen Güte der Regeneratoren wird einem der oben definierten Teilvolumina durch die periodische Durchströmung mehr Wärmeenergie zugeführt als entnommen.

Die bei der Abkühlung der in das Arbeitsvolumen periodisch heiß einströmenden und kühler wieder ausströmenden Gasmenge der Masse  $m_A$  abgegebene Wärmeenergie wird teilweise aufgenommen durch die zwischen den Teilvolumina parallel ablaufenden Kreisprozesse mit weitgehend isothermer Wärmeenergieaufnahme und Abgabe.

Dadurch bildet sich im Arbeitsvolumen wie vorne zu Fig.4, Fig.5, Fig.6 allgemein dargestellt, ein linearer Temperaturverlauf aus.

Dadurch weisen die Durchschnittstemperaturen von angrenzenden Teilvolumina des Arbeitsvolumens zwischen je zwei der Regeneratoren 36-40 bei gleicher Größe und zeitlicher Größenordnung die selbe Differenz auf wie vorne zu Fig.4, Fig.5, Fig.6 allgemein dargestellt.

Die Arbeit, die dabei maximal verrichtet werden kann, verringert sich gegenüber der Exergie ( $T_u = T_k$ ) um  $W_-$  wie zur Fig.3 erläutert.

[0060] Durch  $W_-$  werden zum Teil die Verluste an den Regeneratoren 36-39 verringert. Durch die Irreversibilitäten wie Wärmeleitung oder die Verluste der Regeneratoren wird nur ein kleineres Druckverhältnis  $P_1/P_2$  erreicht und die Gasmenge  $m_A$  muß vor allem bei einer wie in Fig.8 aufgebauten Vorrichtung mit einer Temperatur in das Arbeitsvolumen eintreten, die größer als  $T_1$  ist.

[0061] Eines der Ventile 49 in Fig.8 kann wie das Ventil 35 in Fig. 1 eingesetzt werden, um beim selben Verhältnis der Drücke  $P_1/P_0$  die beschriebenen Veränderungen der Temperaturdifferenzen bei Abkühlung oder Erwärmung eines Anteils des ausgetauschten Gases zu erreichen.

**Abkühlung des Gases über eine kleinere Temperaturdifferenz  $T_1 - T_2$** 

[0062] Sollen in der in Fig.8 dargestellten Anlage bei der Abkühlung des ausgetauschten Gases um eine bestimmte Temperaturdifferenz ein größeres Druckverhältnis  $P_1/P_0$  erreicht werden, so wird in der Zeitperiode g-h-a die Gasmenge der Masse  $m_B$  durch das (angesteuerte) Ventil 49, das in Fig.1 dem Auslaßventil 35 entspricht, aus dem Teilvolumen zwischen Regenerator 39 und 40 mit einem Ventilator gesaugt, der im Idealfall durch verstellbare Elemente nur in dieser Zeitperiode die dazu notwendige relativ zu  $P_1 - P_0$  kleine Druckdifferenz zu  $P_0$  aufbringt und diese Gasmenge dem Raum 15 des Rohrleitungssystems zugeführt wird.

Vier Arbeitsvolumen arbeiten 90° phasenverschoben, d.h. ein spezieller Ventilator kann gleichmäßig durchlaufen, nur die Auslaßventile 35 müssen mit etwas Kraft- und Energieaufwand gesteuert werden.

Bei unverändertem  $T_1, T_2, P_0$  wird dadurch die ausgetauschte und abgekühlte Gasmenge  $m_A$  um  $m_B$  vergrößert und den Regeneratoren 36 bis 39 wird während dieser Zeitperiode eine größere Menge an Wärmeenergie zugeführt.

Diese größere Wärmeenergie wird den Regeneratoren 36 bis 39 in der Zeitperiode e-f-g während der effektiv isothermen Expansion des Gases von  $P_1$  auf  $P_0$  wieder teilweise entzogen, wobei ein größeres Druckverhältnis  $P_1/P_0$  erreicht werden kann und so insgesamt pro Periode mehr Energie umgesetzt wird, wobei die an den Regeneratoren 36 bis 41 insgesamt ausgetauschte Wärmeenergie wie auch die damit zusammenhängenden thermischen Verluste in einem weit geringerem Verhältnis erhöht werden.

Insgesamt wird dadurch ein besserer Wirkungsgrad erreicht.

**20 Anwendung als Kältemaschine**

[0063] Die vorne beschriebene als Kraftmaschine wirkende Anlage mit dem in Fig.8 dargestellte Arbeitsvolumen kann nach wenigen Änderungen auch als Kältemaschine betrieben werden, welche eine Gasmenge über ein großes Temperaturintervall abkühlt. Dazu muß der dann angetriebene Ventilator (Turbine) 14 das Gas aus dem Teil des Rohrleitungssystems 15 mit dem Druck  $P_0$  in den Teil 13 mit  $P_1$  drücken. Der in Fig.9 I oder Fig. 10 I qualitativ dargestellte Bewegungsablauf wird in der umgekehrten zeitlichen Reihenfolge durchlaufen. Das Auslaßventil 49 wird zu einem Einlaßventil indem es bei unveränderter Anschlagsrichtung in der Zeitperiode a-h-g durch das Steuersystem gegen den Strömungsdruck offen gehalten wird.

In dieser Zeitperiode a-h-g werden die Teilvolumina zwischen diesen Regeneratoren vergrößert und so die mittlere Temperatur des Gases im Arbeitsvolumen ausgehend vom maximalen Wert abgesenkt.

Das dann mit dem Druck  $P_1$  einströmende Gas gibt bei der Abkühlung Wärmeenergie an die Regeneratoren 36 bis 39 ab.

[0064] Diesen Regeneratoren wird während der anschließenden Zeitperiode g-f-e durch die Expansion des Gases zwischen je zwei Regeneratoren (vgl. vorne: Kraftmaschinen) Wärmeenergie entzogen.

Die Absenkung des Druckes im Arbeitsvolumen erfolgt bei geschlossenen Ventilen aufgrund der Absenkung der mittleren Temperatur des Gases auf den minimalen Wert durch eine Verschiebung bei konstanten relativen Abständen der Regeneratoren 36 bis 41.

Wie vorne bei der Beschreibung der Kraftmaschine gezeigt, wird auch bei der Kältemaschine durch das Zusammenwirken der Teilprozesse in den Zeitperioden a-h-g und g-f-e ein in Hubrichtung lineares gestuftes Temperaturfeld  $T(r)$  in den Regeneratoren 36 bis 39 ausgebildet, deren mittlere Temperatur  $T_m$  bei der Kältemaschine unter der Kühlertemperatur  $T_k$  liegt.

Die zeitliche Entwicklung von  $T_m(t)$  entspricht bei Umkehr des zeitlichen Ablaufes und der Ersetzung von max.  $T_m(t)$  durch min.  $T_m(t)$  der qualitativen Darstellung in Fig.9 II.

Die mittlere Temperatur des Gases im Arbeitsvolumen wird beim Zusammenschieben der Regeneratoren 36 bis 39 in der darauffolgenden Zeitperiode e-d-c vergrößert.

Das Einlaßventil 48 der Kraftmaschine in Fig.8 wirkt bei der Kältemaschine als Auslaßventil, wenn es bei unveränderter Anschlagsrichtung in dieser Zeitperiode e-d-c durch das Steuersystem gegen den Strömungsdruck offen gehalten wird und Gas unter anderem aufgrund der Erhöhung der mittleren Temperatur im konstanten Arbeitsvolumen bei konstantem Druck  $P_0$  in den Teil des Rohrleitungssystems 15 ausströmt.

Bevor dieses Gas erneut durch den Ventilator (Turbine) verdichtet wird, nimmt es im Wärmetauscher 18 die von der Abkühlung des anderen Gasstromes stammende Wärmeenergie auf.

Wenn das abzukühlende Gas direkt bei 15 in das Rohrleitungssystem der Kältemaschine (vgl. Fig1) eingebracht und bei 15 wieder entnommen wird, so können die Verluste und der konstruktive Aufwand des Wärmetauscher 18 entfallen.

In der anschließenden Zeitperiode c-b-a wird die mittlere Temperatur des Gases im Arbeitsvolumen durch die Verschiebung der Regeneratoren 36 bis 39 auf den maximalen Wert erhöht, was aufgrund der geschlossenen Ventile zu einer Druckerhöhung und der Schließung des Kreisprozesses führt.

Dem Teilvolumen des Arbeitsvolumen, das nur durch den Regenerator 36 abgeteilt ist, wird dadurch (zusätzlich) Wärmeenergie entnommen, daß das Ventil 48 oder ein dazu parallel wirkendes Ventil mit kleinerer Querschnittsfläche

bereits geöffnet wird, bevor der Druckunterschied völlig ausgeglichen ist.

Analog wird dem Teilvolumen des Arbeitsvolumens, das nur durch Regenerator 41 abgegrenzt wird, dadurch Wärmeenergie zugeführt, daß ein zu einem der Ventile 49 parallel wirkendes Ventil bereits geöffnet wird, bevor der Druckunterschied völlig ausgeglichen ist.

5

### Abkühlung des Gases über eine größere Temperaturdifferenz $T_1 - T_2$

[0065] Wie beim Einsatz als Kraftmaschine kann bei der in Fig.1 dargestellten Vorrichtung ein größerer Temperaturunterschied der vom Arbeitsvolumen aufgenommenen und abgegebenen Gasmenge der Masse  $m_A$  erreicht werden, wenn in der Zeitperiode e-d-c eine Gasmenge der Masse  $m_H$  durch das in diesem Fall bei relativ zu Fig. 8 geändertem Anschlag als Auslaßventil wie Ventil 35 in Fig. 1 wirkendes Ventil 49 in den Raum 15 ausströmt, welches in dieser Zeitperiode e-d-c durch das Steuersystem gegen den Strömungsdruck gehalten wird.

10

### Funktion eines erfindungsgemäßen Gasverdichter:

15

heißes Gas + kühles Gas ergibt warmes Gas mit höherem Druck

20

[0066] Um in ein Arbeitsvolumen zwei Gasmengen der Massen  $m_1, m_k$  mit den Temperaturen  $T_1$ , bzw.  $T_k$  aufzunehmen und bei zwischen  $T_1$  und  $T_k$  liegenden Temperaturen  $T_3, T_1$  bei höherem Druck wieder abgeben zu können, muß im Vergleich zu dem in Fig.8 dargestellten Arbeitsvolumen wie in Fig.24 gezeigt, folgendes abgeändert werden:

Der Regenerator 41 entfällt und der Wärmetauscher 43 wird durch den Regenerator 207 ersetzt.

Die Regenrate 39 und 207 sind demnach miteinander in festem Abstand verbunden und der Regenerator 40 liegt jeweils zeitweise an.

25

Analog wird der zeitweise am Regenerator 207 anliegende Regenerator 208 mit dem zeitweise am Regenerator 39 anliegenden Regenerator 38, der zeitweise am Regenerator 208 anliegende Regenerator 209 mit dem zeitweise am Regenerator 38 anliegenden Regenerator 37 und der zeitweise am Regenerator 209 anliegende Regenerator 210 mit dem zeitweise am Regenerator 37 anliegenden Regenerator 36 fest verbunden.

Der Luftaustausch durch die Luftführungsrohre 205 und 211 erfolgt ebenso überwiegend simultan wie der Luftaustausch durch die Luftrührungsrohre 50 und 212.

30

Eines der Ventile 49 oder eines der Ventile 213, durch die die Luft aus oder in das Luftrührungsrohr 212 strömt, wird bei veränderter Anschlagsrichtung wie das Ventil 35 in Fig.1 eingesetzt.

35

[0067] Der Bewegungsablauf, sowie die Änderung der mittleren Temperatur  $T_m(t)$  oder der Druck im Arbeitsvolumen  $P(t)$  entsprechen dennoch weitgehend den qualitativen Darstellungen in Fig.9. In der Zeitperiode g-h-a wird durch Ventile Gas mit der Temperatur  $T_1$ , bzw.  $T_k$  eingesaugt. Wie vorne gezeigt, ergibt sich in den Regenrate zwischen den Ventilen in Hubrichtung ein linearer gestufter Temperaturverlauf.

Durch Ventile müssen die in das Arbeitsvolumen einströmenden Gasmengen entsprechend reguliert werden, um eine bestimmte Temperaturdifferenz bei der Abkühlung bzw. Erwärmung der periodisch ausgetauschten Gasmengen beizubehalten.

40

Soll das kühtere Gas nur eine geringere Temperaturänderung erfahren, so wird wie vorne beschrieben während dessen Einströmvorgang durch ein wie Ventil 35 wirkendes Ventil 49 mit einem Ventilator Gas aus dem Arbeitsvolumen gesaugt.

45

Da das Gas aus zwei verschiedenen Teilvolumina, die durch einen Regenerator 40 voneinander getrennt sind, aus dem Arbeitsvolumen durch unterschiedliche Ventile 49 und 213 in verschiedene Räume des Rohrleitungssystems ausströmen kann, können (zusammen mit einem Ventil, das wie Ventil 35 wirkt) die bei der Temperaturänderung auftretenden Temperaturdifferenzen in weiten Bereichen variiert werden.

Insgesamt ist diese Art von Entropietransformator einfacher aufzubauen, da kein Wärmetauscher (z.B. Autokühler) notwendig ist.

Darüber hinaus kann keine plötzliche Dampfentwicklung durch entwichenes Kühlwasser auftreten.

50

Wie vorne bereits gezeigt, kann eine als Gasverdichter wirkende Anlage mit geringen Änderungen auch als Wärmequelle oder Kältemaschine wirken.

Auch diese Konstruktion kann so betrieben werden, daß lauwarmes Gas mit höherem Druck durch eine Turbine periodisch in das Arbeitsvolumen gepreßt wird und aus dem Arbeitsvolumen periodisch heißes und kaltes Gas bei niedrigerem Druck ausströmen.

55

Dabei kann im wesentlichen sowohl der vorne zur Wärmepumpe dargestellte Kreisprozeß verwendet werden, als auch der zur Kältemaschine.

[0068] Die jeweiligen Temperaturdifferenzen können zusätzlich mit einem Ventil, das wie das Ventil 35 wirkt, eingestellt werden.

**Kombination von Kältemaschine und Kraftmaschine**

[0069] Steht heißes Gas und Kühlwasser der Temperatur  $T_k$  zur Verfügung, so kann Gas durch einen Entropietransformator mit 2 Arbeitsvolumina unter die Kühlwassertemperatur  $T_k$  abgekühlt werden.

5 Im Prinzip wird dazu bei der vorne beschriebenen Kältemaschine der angetriebene Ventilator 14 durch eine vorne beschriebene Kraftmaschine ersetzt, wobei das heiße Gas vom Arbeitsvolumen, welches der Kraftmaschine zugeordnet werden kann, aufgenommen und bei höherem Druck durch das Auslaßventil 49 oder 4 in einen Raum des Rohrleitungssystems abgegeben wird, an den ein pufferndes Druckgefäß angeschlossen sein kann und von wo aus das Gas evtl. nach einer vorherigen Abkühlung auf ca.  $T_k$  durch das als Einlaßventil wirkende Ventil 49 in das Arbeitsvolumen einströmt, welches der Kältemaschine zugeordnet werden kann.

10 Aus diesem Arbeitsvolumen strömt das unter  $T_k$  abgekühlte Gas durch die Ventile 48 und evtl. dem wie Ventil 35 wirkenden Ventil 49 aus.

Für die Abstimmung von Druck- und Temperaturdifferenzen können wie vorne dargestellt, die periodische Durchströmung dieser Ventile der beiden Arbeitsvolumina entsprechend eingestellt werden.

15 Laufen in einem Arbeitsvolumen die in Fig.4, Fig.5, Fig.6 I dargestellten Bewegungen simultan ab, so kann das puffernde Druckgefäß kleiner dimensioniert werden, oder entfallen.

[0070] Diese Kombination kann auch als Wärmepumpe zur Erwärmung einer Flüssigkeit verwendet werden.

[0071] Weitere interessante Kombinationen dienen der Erhöhung der Heizzahl auf einen Wert über 1

20 So wird von einem ersten Arbeitsvolumen wie vorne beschrieben je eine heiße und kalte Gasmenge aufgenommen und als kühle Gasmenge bei höherem Druck wieder abgegeben und aufgenommen von einem zweiten Arbeitsvolumen, das es als warme Gasmenge beim Ausgangsdruck wieder abgibt. Dabei wurde im zweiten Arbeitsvolumen die Flüssigkeit eines Wärmetauschers oder eine zusätzliche Gasmenge abgekühlt.

25 [0072] Stehen eine isotherme Wärmequelle und eine isotherme Wärmesenke zur Verfügung, so ist es zur Erwärmung oder Abkühlung, von Gas interessant, bei den vorne beschriebenen Anlagen (mit der Wirkung als Kältemaschine oder Wärmepumpe) den Kompressor durch einen bekannten thermischen Kompressor mit isothermer Wärmeenergieaufnahme und Wärmeenergieabgabe zu ersetzen.

**zusätzliche Änderung des Arbeitsvolumens**

30 [0073] Aufgrund der Durchströmung der Regeneratoren bei der Druckabsenkung im Arbeitsvolumen wird das Gas fast isotherm expandiert.

[0074] Dabei wird die Gastemperatur nur relativ gering geändert, da das in einer Periode durchströmende Gasvolumen verglichen mit der Größe des Teilvolumens des Arbeitsvolumens zwischen zwei Regeneratoren entscheidend größer ist.

35 Dadurch sind die Irreversibilitäten beim Kontakt von Gas und Wärmeübergangssflächen der Regeneratoren geringer. Diese Vorteile können besonders gut genutzt werden, wenn bei der Maschine zu Fig.8 in der Zeitperiode, in der der Druck im Arbeitsvolumen auch bei unverändertem Arbeitsvolumen steigen würde, das Arbeitsvolumen durch einen durch das Steuersystem periodisch bewegten Kolben verringert wird.

40 Bei dieser Vorrichtung ist es besonders wichtig, daß, wie vorne gezeigt, oberhalb des Regenerators 36 und unterhalb von 41 Gitterebenen 108 bzw. 109 Wirbel behindern und so durch das Steuersystem bewegt werden, daß sie weitgehend nur vom Gas konstanter Temperatur durchströmt werden.

Durch den vorne beschriebenen Effekt, daß ein Ventil wie das Ventil 35 in Fig. 1 wirkt, kann auch bei dieser Konstruktion das Temperaturintervall, in dem das ausgetauschte Gas abgekühlt oder erwärmt wird, eingestellt werden.

45 [0075] Wird das Gasvolumen geändert, ohne daß währenddessen die Regeneratoren durchströmt werden, so wird das Gas zwischen zwei Regeneratoren dabei von  $P_1$  auf  $P_0$  adiabatisch expandiert oder komprimiert und dabei abgekühlt bzw. erwärmt.

Der periodische Bewegungsablauf ist dabei ähnlich wie in Fig.4, Fig.5, Fig.6.

Die Irreversibilität bei einer anschließenden Durchströmung eines der angrenzenden Regeneratoren wirkt sich in Bezug auf den Wirkungsgrad um so stärker aus, je größer die dabei auftretende Temperaturänderung war.

50 Da dieser Effekt auch bei den bekannten Stirlingmotoren auftritt, ist auch ein konstruktiv einfacher Aufbau interessant, welcher bis auf das Regeneratorsystem 11 weitgehend Fig. 1 entspricht mit der Änderung, daß das Regeneratorsystem 11 durch die Regeneratoren 37-40 und dem dazugehörenden Steuersystem 42-55 aus Fig.8 ersetzt werden.

Der periodische Bewegungsablauf kann aus Fig.4, Fig.5, Fig.6 I entnommen werden.

55 **Verdränger umströmt**

[0076] Bei der in Fig.21 dargestellten Maschine wird das durch einen Zylinder als Druckgehäuse 110, die Ventile 111, 112 und den weitgehend gedichteten Kolben 113 weitgehend eingeschlossene Arbeitsvolumen durch zylinderförmige

Verdränger 114 in Teilvolumina aufgeteilt:

Diese Verdränger 114 können vom Arbeitsfluid umströmt werden, wobei der Spalt zwischen Verdränger und Zylinderwand als Regenerator wirkt, weisen in Richtung der Zylinderachse eine 3 - 10 mal so große Ausdehnung auf, wie ihre maximale Bewegungslänge gegen das Druckgehäuse.

5 Beim Einsatz als Kraftmaschine wird durch Kühlleitungen 115 außerhalb des Druckhauses gekühlt.  
 Ein einzelner Verdränger 114 wirkt wie einer der entsprechenden Regeneratoren 36-40 in Fig.8.  
 Für ein konstantes Arbeitsvolumen (d.h. unbewegten Kolben in Fig.21) kann bei übertragbarem Bewegungsablauf direkt die Argumentation zu Fig.9 übernommen werden.

[0077] Die Ventile 111 und 112 entsprechen dabei den Ventilen 49 bzw. 48.

10 Der Antrieb der Verdränger 114 erfolgt wie bei den Regeneratoren in Fig.8 durch ein Bündel konzentrischer Rohre 109, wobei das Rohr mit größtem Durchmesser gegen den Kolben 113 und jedes andere Rohr zu den zwei Rohren mit dem nächst kleineren bzw. nächst größeren Durchmesser gleitend gedichtet wird.  
 Außerhalb des Arbeitsvolumens kann dann der Antrieb bei nur relativ geringer Änderung des Arbeitsvolumens (bis 10 %) durch den Kolben 113 durch eine Hebelkonstruktion 117 wie in Fig.8 erfolgen. An den entsprechenden Rohren des 15 Rohrbündels 109 können direkt die entsprechenden Pleuel des zu Fig.8 beschriebenen Kettenantriebs angreifen.  
 Dieser Aufbau ist um so interessanter, je kleiner das Verhältnis Arbeitsvolumen zur Zylinderoberfläche ist, da der Wärmeaustausch mit der Zylinderoberfläche in diesem Fall konstruktiv wie ein Regenerator wirkt.  
 Um diese Wirkung zu verstärken muß bei Arbeitsfluiden mit geringerer Wärmeleitfähigkeit diese aktive Fläche durch feine Schlitze in (Hubrichtung) vergrößert werden.

20 Wird eine noch größere Wärmeübergangsfläche zur Erreichung eines guten Wirkungsgrades benötigt, so muß im Inneren der Verdränger ein zu durchströmender Regenerator angeordnet werden und der Strömungswiderstand im Spalt zwischen Zylinderwand und Verdränger muß bei vergleichbarer Strömungsgeschwindigkeit in der gleichen Größe-Benordnung wie beim Regenerator liegen. Dazu kann eine zusätzliche Dichtung notwendig werden.  
 Die Wärmeübergangsfläche zur Kühlung durch die Zylinderwand 115 wird dabei durch Schlitze in Hubrichtung vergrößert, das Arbeitsfluid umströmt in diesem Bereich den Verdränger und muß auch durch einen Regenerator in diesem 25 Verdränger strömen.

[0078] Diese Maschine kann auch für einen Betrieb mit einer Flüssigkeit als Arbeitsfluid im Arbeitsvolumen ausgelegt werden.

[0079] Die dabei auftretenden technologischen Probleme (Druckfestigkeit, Temperatur, Stabilität, Dichtungen) wurden von Malone 1931 für Wasser als Arbeitsfluid bei Maschinen gelöst, welche einem Stirlingmotor im Aufbau ähnlich sind.  
 Quellen: Malone: A new prime mover-J. of the Royal Society of Arts, Vol 97 1931, No. 4099, p.680-708 oder: Die Entwicklung des Heißluftmotor von Ivo Kolin Professor der Thermodynamik ins Deutsche übersetzt von Dr. C. Forster Seite 54, 55 c E. Schmitt, D-6370 Oberursel, Postfach 2006, Tel: (06171)3364, Fax: (06171) 59518

30 Dieses Arbeitsvolumen kann wie in Fig.1 gezeigt an umgebende Systeme angekoppelt werden, wenn diese für die entsprechenden Drücke und Druckdifferenzen für Flüssigkeiten ausgelegt sind. z.B.: statt Gasventilator oder - Turbine: Hochdruckpumpe  
 Wie bereits von Malone gezeigt, wird durch die Verwendung einer Flüssigkeit als Arbeitsfluid der Bau von kompakten Maschinen mit großer mechanischer Leistung möglich.

35

#### 40 Verdränger gedichtet

[0080] Thermodynamisch können die Arbeitsvolumina der Entropietransformatoren in Fig.22 durch dieselben Modelle beschrieben werden, die mit Fig.4, Fig.5, Fig.6 oder Fig.9 verbunden werden können.

45 Die in Fig.22 dargestellte Konstruktion sieht dagegen sehr unterschiedlich aus.  
 Das Arbeitsvolumen ist durch ein Druckgehäuse 128, Einlaß- und Auslaßventile 130 bzw. 129a,b weitgehend abgegrenzt. In diesem Arbeitsvolumen werden durch die relativ zum Druckgehäuse unbewegten Regeneratoren 131-136, die mit den Regeneratoren 131-135 verbundenen Zwischenwände 137-141, Wände des Druckgehäuses und auf diesen Wänden gleitend gedichtete Verdränger 142-146 Teilvolumina abgegrenzt.

50 Im Betriebszustand entspricht die periodische Größenänderung dieser Teilvolumina der periodisch geänderten Hubdifferenz der entsprechenden Regeneratoren in Fig.9i.  
 Um diesen periodischen Bewegungsablauf zu erreichen, können die Verdränger 142-145 simultan periodisch bewegt werden.  
 Die an diesen Verdrängern befestigte Zahnstangen 146-149 werden durch Zahnräder auf einer Welle 150a angetrieben.

55 Diese Welle wird durch das Druckgehäuse gedichtet aus dem Arbeitsvolumen geführt und auf sie werden die Enden einer Kette 150 auf- bzw. abgewickelt, welche über zwei Kettenräder 151 gespannt ist und an der das Pleuel 152 einer derartigen Kettengetriebekonstruktion angreift, welche in Fig.8 den Regenerator 36 antreibt.

Mit diesem Kettengetriebe durch die mit einem Elektromotor angetriebene Welle 154 ist ein weiteres gleichartiges in gleicher Weise den Verdränger 146 bewegende Kettengetriebe 155 so verbunden, daß zu der Bewegung der anderen Verdränger eine Phasenverschiebung von ca. einer viertel Periode besteht.

[0081] Im Gegensatz zu den Verdrängern in Fig.21 grenzen an jeden der Verdränger 142-145 in Fig.22 eines der Teilvolumina zwischen zwei der Regeneratoren 131-135 und das an den Kühler 156 angrenzende Teilvolumen an.

Die Verdränger 142-145 dürfen praktisch nicht mehr umströmt werden, da es sonst nicht zur Ausbildung des ange strebten Gleichgewichtes kommt.

Damit die Regeneratoren 131-135 in der Zeitperiode a-b-c, d-e-f, g-h-j (vgl. Fig.9) möglichst gleichmäßig durchströmt werden können, weisen die Verdränger im Bereich der zwischen zwei Regeneratoren eingeschoben wird, von einem

10 Regenerator zum anderen sowie in Hubrichtung verlaufende Schlitze auf.

Das dabei zusammenkommende tote Volumen kann sich bei einigen Anwendungen sehr ungünstig auswirken.

Ein weiteres Ventil 129 kann wie das Ventil 35 in Fig.1 eingesetzt werden.

[0082] Wie zu Fig.8 dargestellt, kann auch die Konstruktion von Fig.22 als Kraftmaschine, Kältemaschine, Wärme pumpe,... ausgebildet oder eingesetzt werden.

15

### Flüssigkeits-Verdrängerkolben

[0083] Für eine andere Konstruktion wird die in Fig.22 dargestellte Konstruktion wie in Fig.23 dargestellt, abgeändert. Dabei sind die Verdrängerkolben als schwingende Flüssigkeitssäule mit Schwimmer in einem U-förmigen Behälter ausgebildet.

20 Die Bewegung des Flüssigkeits-Verdrängerkolbens wird durch einen gespannt auf einer Welle 158 aufgewickelten Riemen 159 kontrolliert und angetrieben, der am Schwimmer 157 befestigt ist.

Da die Flüssigkeitsverdrängerkolben weitgehend die selben periodischen Bewegungen ausführen, wie zu Fig.22 mit Fig.9 erläutert, können auch bei dieser Konstruktion im Berriebszustand mehrere die zu den Verdrängerkolben 142-145 entsprechenden Flüssigkeitsverdrängerkolben von einer 150a entsprechenden Welle 158 aus angetrieben werden. Die periodische Bewegung dieser Welle 158 kann wie zu Fig.22 beschrieben kontrolliert und/oder angetrieben werden.

### min zwei Wärmetauscher in einem erfindungsgemäße Druckgehäuse:

30

[0084] Soll eine Flüssigkeit durch den Kontakt mit einem Kreisprozeß eine Temperaturänderung über ein großes Intervall erfahren, so muß in Fig.22 jeder der Regeneratoren 131-134 auf der selben Seite bzgl. der Durchströmung wie bei Regenerator 135 mit einem Wärmetauscher versehen werden.

Die Flüssigkeit kann dann diese Wärmetauscher der Reihe nach durchströmen und dabei Wärmeenergie bei mehreren Temperaturniveaus austauschen (vgl. Fig.3)

35

### Integration von Motor + thermischer Gasverdichter

40

[0085] Die vom Abgas eines Otto- oder Dieselmotor bei einer Abkühlung abgegebene Wärmeenergie kann genutzt werden, um zusätzliche mechanische oder elektrische Energie zu erzeugen oder um den Motor mit gefilterter Frischluft bei höherem Druck aufzuladen und dadurch für einen Turbolader oder Kompressor keine mechanische Energie aufwenden zu müssen, wodurch relativ zu einem Motor ohne diese Aufladung ein besseres Leistungsvolumen und in jedem Fall ein besserer Wirkungsgrad erreicht werden.

Im Vergleich zu einem Motor ohne Aufladung wird ein günstigeres Motor-Leistungsvolumen bei einem verbesserten Wirkungsgrad möglich, da bei einer Aufladung des Motors durch einen Kompressor oder Turbolader die Komprimierung 45 der Luft bei einem ungünstigeren Wirkungsgrad erfolgt.

Weitere Synergieeffekte werden dadurch erreicht, daß keine Turbine und kein zusätzlicher Generator zur Umwandlung der Energie der Druckluft in elektrische Energie notwendig ist.

50

### Integration von Gasturbine und thermischer Gasverdichter

[0086] Weitgehend analog wie vorne beim Verbrennungsmotor können durch die Ausnutzung der vom Abgas einer Gasturbine bei einer Abkühlung abgegebenen Wärmeenergie genutzt werden, um der Gasturbine gefilterte, kühle Frischluft bei höherem Druck zuzuführen.

55

Der Verdichter der dabei verwendeten Gasturbine kann so ausgelegt werden, daß er bei unverändertem Druck in der Brennkammer und bei unveränderter Gasmengendurchströmung weniger Antriebsenergie benötigt, was direkt zu einer größeren Nutzleistung bei gleichem Brennstoffverbrauch und besserem Wirkungsgrad führt.

Der Wirkungsgrad ist in diesem Fall aufgrund eines Synergieeffektes größer als die Summe aus dem Wirkungsgrad der ursprünglichen Gasturbine und dem Wirkungsgrad des thermischen Kompressors (Gasverdichters), da die vom

thermischen Kompressor aufgebrachte Leistung zur Gas-Teil-Verdichtung vom ursprünglichen Verdichter der Gasturbine nur mit ungünstigerem Wirkungsgrad erreicht werden kann, angetrieben durch das Abzweigen von mechanischer Wellenleistung.

5 Evtl. ist auch die Verwendung einer konventionellen Gasturbine möglich. Dann kann eine relative Drucksteigerung in der Gasturbine erwartet werden, welche vom Frischluftteinlaß bis zum Abgasauslaß kontinuierlich abnimmt, wodurch Leistungsdichte und Wirkungsgrad vergrößert werden.

[0087] Um bei atmosphärischen Druckverhältnissen großen Leistungen über einige 100kW zu erreichen, muß die Fläche der durchströmten Regeneratoren 274 - 277 entsprechend vergrößert werden.

10 Um eine kompakte Gehäuseform 278 zu erreichen werden die unbewegten Regeneratoren 274 - 277 entlang von Parallelen 278 mehrfach in weitgehend konstantem Abstand gefaltet und umschließen zumindest ein periodisch parallel dazu bewegtes, scheibenförmiges Verdrängerelement 279 bis in den Bereich der zu den Faltkanten parallelen Mittelachse des Verdrängerelements beidseitig.

15 Die andere Hälfte des Verdrängerelementes wird vom angrenzenden Regenerator entsprechend umschlossen. Bei einem runden Aufbau liegen die Faltkanten des Regenerators entsprechend auf konzentrischen Kreisen.

[0088] Zumindest einer der Regeneratoren ist wahlweise mit einem in Hubrichtung bewegbaren Hydraulik- oder Pneumatikkolben oder Membranbalg verbunden der durch Flüssigkeit bzw. Gas aus dem Raum um die vom entsprechenden Arbeitsraum entfernten Flüssigkeitsoberfläche der angekoppelten schwingenden Flüssigkeitssäule über Steuerventile be bzw. entfüllt wird.

20 [0089] Um auch speziellere Bewegungen, wie sie z.B. für einen direkten Antrieb der im Folgenden mit Flüssigkeit im Arbeitsraum und bewegten Regeneratoren beschriebenen zweiteiligen Verdrängerstruktur notwendig ist, realisieren zu können, wird die Bewegung wahlweise durch eine Stange oder ein gespanntes Zugelement (wie Seil oder Kette) über eine bewegliche Verbindung von einem endenlosen Zugelement wie geschlossene Kette oder Zahnriemen, abgegriffen, welches kraftschlüssig über mehrere, sich mit relativ gleichmäßiger Winkelgeschwindigkeit drehende Räder so gespannt ist daß der Winkel zwischen den beiden Elementen in Zeitperioden des Betriebszustandes, in denen das angetriebene Element im Arbeitstaum (Regenerator, Verdränger) nur geringfügig bewegt werden soll etwa 90° beträgt und um so kleiner wird, je schneller die Bewegung des angetriebenen Elements im Arbeitstaum erfolgen soll.

25 [0090] Ein Rohrleitungssystem mit Unterdruck wie der Kessel über einen Erhitzer wird an das Einlaßventil einer erfindungsgemäßen Wärmekraftmaschine angekoppelt.

30 Diese Anlage wird als Staubsauger eingesetzt.

[0091] Der Aufwand für das Gehäuse 280 um den Arbeitstaum kann entscheidend reduziert werden, wenn gekrümmte Formen angewendet werden.

35 Die bewegten Regeneratoren 281 - 284, aufgebaut in Form eines Kegelmantels, besitzen gute Formstabilität, sind mit vertretbarem Aufwand herzustellen und können ausschließlich im Bereich der Kegelspitzen angetrieben werden.

Zur Abdichtung wird jeder Regenerator mit einem Blechzylinder-Mantel 285 oder einem vergleichbaren Mantel eines spitzen Kegelstumpfes verbunden, welcher am unteren Ende kontinuierlich in eine Flüssigkeit 286 eintaucht und so eine Umströmung des Regenerators bei Hubbewegungen Parallel zur Zylinderachse des Blechmantels verhindert.

40 Kegelstumpfe, welche nach oben enger werden, sind als Form für das in die Flüssigkeit eintauchende Dichtungselement 285 und das seitliche Gehäuse 280 günstig und unproblematisch, da aufgrund der Temperaturzunahme eine Ausdehnung des oberen Bereiches erfolgt.

45 Der Kegel-Stumpf-Winkel muß relativ spitz sein, damit sich der Spalt zwischen zwei Dichtelementen 285 nicht zu sehr vergrößert, wenn sie auseinanderbewegt werden, da in diesem Spalt durch den Wärmeübergang irreversible Prozesse ablaufen.

50 Zum Antrieb und zur Führung der Regeneratoren und Dichtungszylinder dienen konzentrische Rohre 286, welche auf einem unbewegten Rohr 287 auf der gemeinsamen Achse der Zylinder geführt werden und mit den Regeneratoren 281 - 285 im Bereich der Kegelspitzen verbunden sind.

55 Die Rohre 286 werden in diesem Bereich in axialer Richtung mindestens mit einem Schlitz versehen, durch den die Verbindung der innenliegenden Rohre mit den entsprechenden Regeneratoren 281 - 284 erfolgt.

Die Rohre 287 ragen nach oben entscheidend über den obersten Regenerator 281 in eine spezielle Ausbuchtung 288 des vom Gehäuse umschlossenen Arbeitsraum hinein und werden dort auf einem unbewegten Rohr 287 gleitend geführt.

Unterhalb der Flüssigkeitsoberfläche 288 sind die Zylinder 285 ebenfalls jeweils mit einem der auch in diesem Bereich gleitend geführten Rohre 286 verbunden.

Der Raum zwischen der Flüssigkeitsoberfläche 288 und dem untersten Regenerator 284 an seiner untersten Position im Betriebszustand wird weitgehend ausgefüllt durch eine mindestens zweigeteilte Verdrängerstruktur 289, welche bei einer Aufwärtsbewegung auseinanderbewegt wird und an den schräg zur Bewegungsrichtung verlaufenden Trennflächen Strömungskanäle für das Arbeitsgas freigibt.

Diese Verdrängerstruktur 289 wird ebenfalls im Bereich der Zylinderachse geführt und entweder über einen separaten Antrieb bewegt oder durch Federn zwischen Regenerator 284 und einzelnen Verdrängerelementen und einem gefe-

derten Anschlag für den Stop an der Flüssigkeitsgrenzfläche 288.

Wenn dieser Verdänger 289 wahlweise als Alternative in einteiliger Form mit dem untersten Regenerator 284 fest verbunden ist, so müssen zwei Teile weniger bewegt werden.

Dafür wird der Totraum wegen den notwendigen permanent vorhandenen Luftkanälen durch den Verdränger 289 bzw. an dessen Oberfläche größer.

Der Wärmetauscher 290 wird wahlweise direkt unter dem untersten Regenerator 284 befestigt und mit einem Wärmetauschermedium durchströmt, oder er wird mit dem untersten Regenerator 284 am Zylinder 285 und/oder dem entsprechenden Rohr 286 befestigt und taucht in der untersten Stellung in die Flüssigkeit 286 ein, wobei die Wärmeenergie ausgetauscht wird, die bei kontinuierlichem Betrieb ausgeglichen wird durch einen stationären Wärmetauscher, der z.

10 B. mit der Warmwasseraufbereitung des Gebäudes verbunden ist.

Durch zumindest ein Ventil 291 im Gehäuse oberhalb dem obersten Regenerator 281 wird periodisch Arbeitsgas ausgetauscht. Dieser Austausch wird ausgeglichen durch den Austausch von Arbeitsgas, der aus dem Teilraum oberhalb dem untersten Regenerator 284 durch zumindest ein daran direkt an einem Ende befestigten durchstoßenden Rohr in Hubrichtung erfolgt, das immer in die Flüssigkeit 286 eintaucht.

15 Konzentrisch in dieser Röhre ist mit dem Gehäuse dichtend verbunden eine Röhre 293 angeordnet, welche über den Flüssigkeitsspiegel 288 hinaus ragt und aus welcher durch zumindest ein Ventil 294 der Gasaustausch erfolgt.

[0092] Bei einer zu schnellen Bewegung oder einer Verstopfung des unteren Regenerators kann Flüssigkeit in diese Röhre einfließen.

20 Muß dies aufgrund einer störender oder kritischen Dampfentwicklung vermieden werden, so wird zumindest ein weiteres Rohr darin angeordnet, dessen Oberkante noch weiter über den Flüssigkeitsspiegel hinausgeht.

Der Zwischenraum wird durch ein separates Ventil, das zusammen mit dem Gasventil gesteuert wird, mit einem Raum verbunden, der auch mit dem Raum verbunden ist, mit dem der Arbeitstaum durch das angrenzende Rohr Gas austauscht.

25 Je nach Ausbildung dieser Ventile kann es wahlweise als Alternative einfacher sein, den Wasserspiegel über eine zusätzliche entsprechende Rohranordnung vgl. 295 zu kontrollieren, bei der das Rohr für den Gasaustausch entfällt. Diesem Rohr vgl 295 wird auch Wasser über ein weiteres, als Überlauf eingesetztes Rohr vgl 296 zugeführt, das in Hubrichtung weitgehend innerhalb der Flüssigkeit mit einer Öffnung auf der Höhe des weitgehend unbewegten Flüssigkeitsspiegels angeordnet wird, ohne einen Regenerator zu durchstoßen.

30 Damit der unterste Regenerator durch diese Rohranordnung nicht umströmt werden kann, wird eine poröse Struktur vgl 297 in den unteren Bereich des Überlaufes vgl 296 ohne Möglichkeit einer Umströmung integriert.

[0093] An mehreren Regeneratoren 281 - 284 oder damit starr verbundenen Elementen sind Zwischen-Hebel beweglich befestigt, welche jeweils am anderen Ende beweglich mit verschiedenen Stellen zumindest eines weiteren Haupt-Hebels verbunden sind, der beweglich wahlweise direkt oder über einen Hebel mit dem Gehäuse verbunden ist.

35 Der oberste Regenerator 281 greift direkt oder indirekt am Haupthebel an einer Stelle beweglich an, die am nächsten zu der Stelle angeordnet ist, an der die direkte oder indirekte bewegliche Verbindung mit dem Gehäuse erfolgt.

Die Spiegelsymmetrie dieser Hebelanordnung zu einer Ebene, in der auch die Hubrichtung liegt bewirkt, daß auf die Regeneratorstruktur keine Seitenkräfte übertragen werden, insbesondere wenn die Hebelanordnung unter den Flächenschwerpunkten erfolgt.

40 [0094] Einer der untersten Regeneratoren ist über Pleuel 298 mit zwei angetriebenen Kurbelwellen 299 beweglich verbunden, welche Spiegel-symmetrisch zu einer Ebene in der das unbewegte Führungselement 287 in Hubrichtung liegt, angeordnet und bewegt werden.

So werden auf die Regeneratoranordnung 281 - 285 geringere Seitenkräfte relativ zur Hubrichtung übertragen, welche durch die Führungen 300 abgefangen werden müßten und zu zusätzlichem Verschleiß führen, insbesondere, wenn die Pleuel 298 unter dem Flächenschwerpunkt der Regeneratoren 281 - 284 verlaufen

45 Auf der Kurbelwelle 299 auf gegenüber dem Pleuellager sind Massen angebracht, welche durch ihre Gewichtskraft das Gewicht der Regenerator-Anordnung zumindest teilweise kompensieren.

Wahlweise als Alternative für das Antriebssystem der Regeneratoren werden mehrere Regeneratoren zumindest mit je einem der Pleuel beweglich verbunden, die mit den anderen Enden auf Achsen zumindest einer Kurbelwelle gelagert sind, welche alle von einer Linie durch die dazu parallele Drehachse der Kurbelwelle geschnitten werden können,

50 wobei das Lager für ein Pleuel des untersten Regenerators am weitesten von der Dreh-Achse der Kurbelwelle entfernt ist und das Lager des obersten Regenerator am nächsten.

[0095] Wie bei einem vergleichbar eingesetzten Stirlingmotor wird zumindest ein Regenerator mit einer Phasenverschiebung von einem Viertel (25%) einer Periodendauer relativ zur Volumenänderung angetrieben.

In der Zeitperiode mit dem niedrigsten Druck im Arbeitsraum (Arbeitsraum = Arbeitsvolumen) mit periodisch verändertem Volumen erfolgt bei einem Betrieb als Kraftrnaschine die periodische Aufnahme und bei einem Betrieb als Wärme pumpe bzw. Kältemaschine die periodische Abgabe von Arbeitsfluid durch ein Ventil 291, das im Arbeitsraum an einen Teilraum 301 mit konstantem Volumen angrenzt, welcher von zwei Regeneratoren 302 - 303 vollständig umschlossen ist, wobei einer dieser Regeneratoren 302 relativ direkt an das Gehäuse angrenzt.

Wahlweise als Alternative zum oben beschriebenen Antrieb ist zumindest ein Führungselement in Hubrichtung 287 zumindest teilweise als Gewindestange oder Kugelumlaufspindel ausgebildet und durch ein darin eingreifendes Element wird zumindest ein damit verbundener Regenerator durch Drehen der Gewindestange bzw. Kugelumlaufspindel in Hubrichtung bewegt.

5 Wahlweise als speziellere Alternative weist die Gewindestange bzw Kugelumlaufspindel Bereiche mit unterschiedlichen Ganghöhen auf in welche die Verbindungselemente der unterschiedlich schnell bewegten Regenatoren eingreifen, so daß sie bei einer Drehung der Gewindestange bzw. Kugelumlaufspindel mit unterschiedlichen Geschwindigkeiten in Hubrichtung bewegt werden, so kann die Anzahl der beweglichen Teile erheblich reduziert werden.

10 So kann eine erfindungsgemäße Wärmekraftmaschine mit nur fünf bewegten Teilen und den notwendigen Ventilen aufgebaut werden.

[0096] Bei diesen Alternativen wird wahlweise durch die Verwendung einer Kugelumlaufspindel und dort eingreifende Verbindungselemente mit je einer geschlossene, sich kreuzenden Gewindebahn werden die Regenatoren bei Drehung der Kugelumlaufspindel mit konstanter Geschwindigkeit in Hubrichtung periodisch auf und ab bewegt oder zumindest eine Gewindestange bzw. Kugelumlaufspindel wird periodisch mit unterschiedlicher Richtung gedreht wahlweise

15 durch ein mechanisches Steuersystem oder direkt durch einen entsprechend gesteuerten Motor

Dabei greift für einen mit handelsüblichen Teilen realisierbaren Aufbau der unterste Regenerator in eine Kugelumlaufspindel mit geschlossener Bahn und zumindest ein Teil der anderen Regenatoren in eher gewöhnliche Gewindebahnen, deren Bahnen nicht geschlossen sind.

Dadurch ist ein Aufschlagen des untersten Regenators auf der Flüssigkeitsoberfläche ausgeschlossen.

20 Das Führungsrohr wird in der Mitte von Arbeitsgas aus dem kühlsamen Teilraum periodisch oder kontinuierlich durchströmt.

Mit dem Rohr mit Gewinde bzw. Kugelumlaufspindel ist ein Radial-Ventilator verbunden und das Rohr in diesem Bereich seitlich ebenso wie im kühlsamen Teilraum auf der anderen Seite der Rohrmitte geöffnet.

25 Eine separate Rohrleitung für Arbeitsgas führt vom an die eine Öffnung des Führungsrohres angrenzenden Raum zum Raum, der an die andere Öffnung im Bereich der Flüssigkeitsoberfläche angrenzt.

Es wurde bereits aufgezeigt, daß eine periodische Kompression durch periodische Volumenänderung des Arbeitsraumes den Energieumsatz erhöht.

Dies wird am effektivsten dadurch erreicht, daß an den kältesten Bereich im Arbeitsraum ein Rohr 304 mit einer im Betriebszustand schwingenden Wassersäule 305 angekoppelt wird.

30 [0097] Dazu wird ein Rohr 306 in Hubrichtung mit einer Öffnung über der Flüssigkeitsoberfläche 288 aus dem Gehäuse 280 gerichtet.

Bei einer Anlage mit einem einzelnen Arbeitsraum wird das andere Ende des angekoppelten Rohres 304 der periodisch in Resonanz schwingenden Flüssigkeitssäule 305 mit einem Druckgefäß 306 verbunden.

35 Es erfolgt wahlweise eine Verbindung 307 der beiden an die Enden der Flüssigkeitssäule 305 anschließenden Räume 308, 309 auf der Höhe der angestrebten mittleren Flüssigkeitsoberfläche 310 mit einem Reduzierventil 311, so daß für den Druckausgleich nur eine vernachlässigbare Menge Flüssigkeit periodisch durchströmen kann, aber eine erhebliche Gasmenge oder es wird dem Druckgefäß pro Periode ein geringfügiger Anteil des Arbeitsgases durch ein Rohrsystem mit Rückschlagventil aus dem Arbeitsraum zugeführt und eine weitere Rohrleitung mit Rückschlagventil am Druckgefäß angeschlossen auf der angestrebten mittleren Höhe der Flüssigkeitsoberfläche, welche in den Raum

40 führt, der an das andere Ende der Flüssigkeitssäule angrenzt, wodurch nur eine vernachlässigbare Menge Flüssigkeit periodisch strömt, aber ein erheblicher Gasstrom.

Dadurch wird die Gasmenge im Druckgefäß stabilisiert.

An der Verbindung vom Arbeitsraum zum Rohr mit der schwingenden Flüssigkeitssäule ist ein Ventil 312 angebracht, das einen Anschlag in Strömungsrichtung zum Arbeitsraum aufweist, gegen den die Ventilplatte 313 dichtend gedrückt wird, sobald die Flüssigkeitssäule sich zu weit Richtung Arbeitsraum bewegt hat.

45 Wenn dieses Ventil geschlossen wird, so kann der sich davor aufbauende Überdruck durch ein aus diesem Raum 308 führendes entsprechend am Rohrsystem der schwingenden Wassersäule angeschlossenes Überdruckventil und ein spezielles Rohr (in den Druckbehälter) ans andere Ende 309 der schwingenden Flüssigkeitssäule 305 gelangen.

[0098] Ein weiteres Überdruckventil 315, angekoppelt an den selben Raum 308, führt anstatt zum Druckgefäß 309 zu einem externen Behälter 316.

50 Der Flüssigkeitsstand in diesem Behälter wird auf möglichst hohen Niveau konstant gehalten.

Er ist mit einem weiteren Rückschlagventil mit einem Ende des Rohrsystems um die schwingende Wassersäule verbunden, durch welches eine geringe Menge der Flüssigkeit in bestimmten Zeitperioden wieder zurückströmen kann.

55 Am untersten periodisch bewegten Regenerator ist ein in Hubrichtung verlaufendes Rohr 295a befestigt, in das Gas aus dem darüber angrenzenden Teilraum ungehindert ein- und ausströmen kann und dessen unterstes Ende immer in die Flüssigkeit eintaucht.

Konzentrisch in diesem Rohr 295a, dichtend verbunden mit dem Gehäuse ist ein Rohr 295b angeordnet, dessen Oberkante der Höhe der maximalen, am Dichtungszyylinder 285 des Regenators anstehenden Flüssigkeitsoberfläche

288 entspricht und das in einem Bereich im Arbeitsraum oberhalb des Sicherheitsventils 313 am Zugang zur schwülgenden Wassersäule 305 führt, aus dem die evtl. überströmende Flüssigkeit zur Flüssigkeit der schwingenden Flüssigkeitssäule 305 gelangt.

5 Ein Rohr 299, dessen Oberkante im untersten Teilraum auf der Höhe der angestrebten Flüssigkeitsoberfläche 288 im Arbeitsraum endet, wird möglichst weit unten mit dem vorher beschriebenen Rohr 295 verbunden, das zur schwingenden Flüssigkeitssäule 305 führt.

10 Wenn der Flüssigkeitsspiegel im Arbeitstaum 288 höher ist, als der Anschluß des damit verbundenen Röhrendes an der schwindenden Flüssigkeitssäule beim Ventil 313, so wird von der Einmündung in das vorher beschriebene Rohrsystem eine poröse Struktur 297 integriert, die nicht umströmt werden kann.

15 Durch ein Ventil wird dem Arbeitsraum bei jedem Starr der Maschine eine bestimmte Menge (z.B. 3l) Flüssigkeit zugeführt.

Der Rest des Managements der verschiedenen Flüssigkeitsmengen in der Maschine erfolgt mit der oben beschriebenen Konstruktion und den funktionellen Zusammenhängen automatisch.

[0099] Das Druckgefäß kann wahlweise durch einen weiteren Arbeitsraum ersetzt werden, in dem der thermodynamische Kreisprozeß bei identischer Periodendauer um eine halbe Periodendauer versetzt abläuft

[0100] Ein Schüttgutspeicher funktioniert thermodynamisch gut und wird mit erträglichem Aufwand aufgebaut, indem das vom Wärmeträgermedium (z.B. Luft) durchströmte Schüttgut 348 durch zumindest eine isolierende undurchströmmbare Zwischenschicht 349 in konzentrische Schalen mit zylinderförmigem Mantel mit vertikaler Achse und nach außen gewölbten Boden- und Deckflächen aufgeteilt ist und die durchströmmbaren Übergänge 350 von einer inneren, mit 20 Schüttgut gefüllten Schale zur angrenzenden äußeren Schale durch Öffnungen im isolierenden Zylindermantel 349 erfolgen, welche im Bereich einer Ebene durch die Zylinderachse jeweils beidseitig dazu angeordnet sind und die Strömung durch im Bereich dieser Ebene verlaufenden undurchströmbaren Verbindungen so geführt wird, daß die Schalen nur in einer Umdrehungsrichtung um die vertikale Zylinderachse durchströmt werden können.

[0101] Ein Übergang zwischen zwei mit Schüttgut ausgefüllten Halbschalen ist nur bei Durchströmung eines vertikalen Schachtes 351 möglich, über den auch Wärmeträgermedium ausgetausch werden kann.

Dadurch kann durch stellenweise Verkleinerung des Einströmkanals die Strömung so gesteuert werden, daß im Schacht nur Wärmeträgermedium in einem engen Temperaturbereich strömt.

[0102] Einer der äußersten Isolationsschichten 352 wird von einer Schüttungsschicht zur anderen durchströmt. Dadurch bildet sich eine entschiedende Krümmung des Temperaturprofils heraus, wodurch aufgrund der kleineren Steigung auf der kühleren Seite nur ein geringerer Verlustwärmeenergiefluß als ohne die Durchströmung entgegen dem Temperaturgefälle auftritt.

[0103] In den horizontal verlaufenden Schüttgutschichten 353 werden vor allem im Bereich der Zylinderachse 354 die Strömungswege verlängert durch zusätzliche kleinere undurchströmmbare Barrieren 355.

Dadurch werden diese Schüttgutschichten 353 auch relativ gleichmäßig durchströmt, die Strömungswege etwa gleichlang wie im Zylindermantel 356 und es kommt nicht zu einer ungünstigen Vermischung von Wärmeträgermedium bei unterschiedlicher Temperatur.

[0104] Zur saisonalen Speicherung wird der Schüttgutspeicher bei der Abkühlung von heiß einströmender und kühle ausströmender Luft auf weit über 100°C erhitzt und dem Schüttgutspeicher wird einige Wochen später Wärmeenergie entnommen durch Luft, die mit ca. 50°C in den äußeren Speicherbereich einströmt und durch einen der Luftkanäle bei 120°C - 150°C entnommen wird und anschließend abgekühlt wird durch einen Wärmetauscher, der Wasser von ca. 40°C auf 100°C erhitzt, welches einem isolierten Wasserspeicher im unteren Bereich entnommen und im oberen Bereich zugeführt wird.

[0105] Die Abwärme der als Heißgasmotor betriebenen Wärmekraftmaschine wird bei Häusern zur Energieversorgung für Heizung und Warmwasser eingesetzt.

45 Um den Betrieb der Maschine zeitlich vom Wärmebedarf zu entkoppeln wird ein Speicher zwischengeschaltet. Ein hoher Synergieeffekt wird erreicht, wenn der Speicher nicht mit reinem Wasser gefüllt wird, sondern mit Biomüll und Fäkalien.

Insbesondere wenn die saisonale Wärme-Speicherung angestrebt wird, so sind die Fäkalien im Sommer zu heiß, als daß Zersetzungreaktionen oder die Biogaserzeugung in erheblichem Umfang ablaufen könnten.

50 Dieser Effekt wird beim Einmachen von Obst in ähnlicher Weise genutzt. Wenn dieser Speicher im späten Herbst oder Winter abgekühlt wird, so kann die Biogaserzeugung einsetzen. Es wird dadurch nicht nur Wärmeenergie saisonal gespeichert, sondern es findet auch eine indirekte Speicherung von Biogas statt

55

#### Patentansprüche

1. Verfahren zum Transfer von Entropie mittels einem offenen periodischen thermodynamischen Kreisprozess mit

zumindest einem Arbeitsvolumen, das mit einem Arbeitsfluid gefüllt ist,  
 mindestens einem mittleren Teilvolumen im Arbeitsvolumen, das zwischen zwei isothermen Flächen liegt  
 und periodisch in der Größe verändert wird,  
 wobei das mittlere Teilvolumen von einer isothermen Fläche zur anderen von Arbeitsfluid durchströmt wird,  
 5 wobei ein Arbeitsfluidaustausch bei unterschiedlichen Druckniveaus und zu unterschiedlichen Zeitperioden  
 (c-d-e, g-h-a) aus dem Arbeitsvolumen an zumindest ein Volumen mit weitgehend konstantem Druck und/oder  
 aus zumindest einem Volumen mit weitgehend konstantem Druck in das Arbeitsvolumen erfolgt,  
 wobei eine Änderung der über das Arbeitsvolumen gemittelten Temperatur des Arbeitsfluides durch die pe-  
 10 riodische Änderung der Größe des wenigstens einen mittleren Teilvolumens mit verursacht wird,  
 wobei wenigstens ein mittleres Teilvolumen während des Arbeitsfluidaustausches bei weitgehend konstan-  
 tem Druck in der Größe verändert wird,  
 wobei das mindestens eine mittlere Teilvolumen in seiner Größe oder sein Größenverhältnis zum Arbeits-  
 15 volumen weitgehend konstant gehalten wird, wenn (a-b-c, e-f-g) ohne Arbeitsfluidaustausch der Druck im Arbeits-  
 volumen verändert wird,  
 wobei im Bereich der wenigstens zwei isothermen Flächen Wärme ein- und/oder ausgekoppelt wird,  
 wobei an die das mindestens eine mittlere Teilvolumen eingrenzenden, durchströmten isothermen Flächen  
 20 jeweils ein weiteres Teilvolumen angrenzt, das Arbeitsfluid in den Teilvolumina unterschiedliche Temperaturen  
 aufweist und die Größe der Teilvolumina periodisch verändert wird,  
 wobei während einem relativ zur Periodendauer des Kreisprozesses viel längeren Zeitintervall entweder eine  
 Wärmeenergieaufnahme oder -abgabe an das Arbeitsfluid im Arbeitsvolumen durch zumindest eine Substanz  
 25 zumindest eines kontinuierlichen oder periodisch an- und abschwellenden Massenstromes bei gleitender Tem-  
 peratur oder bei mehreren Temperaturniveaus erfolgt.

2. Verfahren nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, daß** die Aufnahme von Arbeitsfluid in das Arbeitsvolumen  
 25 und die Abgabe von Arbeitsfluid aus dem Arbeitsvolumen jeweils aus Teilvolumina erfolgt, die eine unterschiedliche  
 Temperatur aufweisen und die durch eine der isothermen Flächen, in deren Bereich vom Arbeitsfluid Wärmeen-  
 ergie auf- und/oder abgenommen wird, getrennt sind.

3. Verfahren nach Anspruch 1, oder 2, **dadurch gekennzeichnet, daß** ein weiterer Arbeitsfluidaustausch zu gleichen  
 30 Zeitperioden und zu annähernd gleichen Druckniveaus erfolgt.

4. Verfahren nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, daß** die Größe des zumindest  
 einen Arbeitsvolumens periodische geändert wird.

35 5. Verfahren nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, daß** die Größe des zumindest  
 einen Arbeitsvolumens überwiegend in den Zeitperioden (a-b-c, a-f-g, vgl. Fig. 4-6) periodisch verändert wird, in  
 denen keine Aufnahme oder Abgabe von Arbeitsfluid in bzw. aus dem Arbeitsvolumen erfolgt.

6. Verfahren nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, daß** zumindest eine Substanz  
 40 das Arbeitsfluid ist.

7. Verfahren nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, daß** der offene periodische  
 Kreisprozess mittels Solarenergie, Geothermie, Verbrennungsenergie, insbesondere aus nachwachsenden Roh-  
 stoffen, Abwärme oder Kernkraft angetrieben wird.

45 8. Verfahren nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, daß** die Antriebsenergie in  
 einem von der Substanz durchströmten Speicher, insbesondere in Form einer Schüttung, zwischengespeichert  
 wird.

50 9. Vorrichtung zur Durchführung des Verfahrens nach einem der vorhergehenden Ansprüche, mit  
 zumindest einem mit einem Arbeitsfluid (301, 310) gefüllten Arbeitsvolumen (11, 8, 36-41, 43, 114, 131-135,  
 156, 207-210, 281-284, 275-277) in einem Druckbehälter (1, 128, 302, 288, 107),  
 zumindest zwei von Arbeitsfluid durchströmmbaren Einrichtungen (11, 8, 36-41, 43, 114, 131-135, 156,  
 55 207-210, 281-284, 275-277) zum Einschließen wenigstens eines periodisch in der Größe veränderten mittleren  
 Teilvolumens (11, 36-41, 131-135, 207-210, 281-284, 275-277) in dem Arbeitsvolumen,  
 zumindest einem Mittel (21-24, 29-32, 55-91, 117, 150-155, 298-300) zur periodischen Änderung der Größe  
 des wenigstens einen mittleren Teilvolumens, so daß eine Änderung der über das Arbeitsvolumen gemittelten  
 Temperatur des Arbeitsfluides während des Arbeitsfluidaustausches bei weitgehend konstantem Druck dadurch

mit verursacht wird und das wenigstens eine mittlere Teilvolumen in seiner Größe oder sein Größenverhältnis zum Arbeitsvolumen weitgehend konstant gehalten wird, wenn ohne Arbeitsfluidaustausch der Druck im Arbeitsvolumen verändert wird,

zumindest einem Mittel (146, 2, 22, 29-32, 113, 304-316, 11, 36-41, 131-135, 207-210, 281-284, 275-277) zur Änderung des Druckes im Arbeitsvolumen,

zumindest einem Mittel (18, 8, 11, 36-41, 131-135, 207-210, 281-284, 275-277, 7, 43, 115, 156, 290) zur Wärmeenergieaufnahme oder -abgabe an das Arbeitsfluid im Arbeitsvolumen durch zumindest eine Substanz zumindest eines kontinuierlichen oder periodisch an- und abschwellenden Massenstromes bei gleitender Temperatur oder bei mehreren Temperaturniveaus während einen relativ zur Periodendauer des Kreisprozesses viel längeren Zeitintervall,

wobei zum Arbeitsfluidaustausch bei unterschiedlichen Druckniveaus wenigstens ein Ventil (3, 4, 48, 4°, 111, 112, 130, 129a, 129b, 291, 294) zur Aufnahme von Arbeitsfluid aus zumindest einem, bzw. Abgabe von Arbeitsfluid in zumindest einen Raum mit im wesentlichen konstanten Druck (13, 20, 19, 17), geöffnet ist,

wobei im Bereich der zumindest zwei durchströmmbaren Einrichtungen (11, 8, 36-41, 43, 114, 131-135, 156, 207-210, 281-284, 275-277) vom Arbeitsfluid Wärmeenergie aufgenommen und/oder abgegeben wird und jeweils isotherme Flächen verlaufen, die über Dichtmittel (285, 288, 101, vgl. Fig.13) oder die Begrenzung des Arbeitsvolumens (1, 44) miteinander verbunden sind,

wobei an der zum mittleren Teilvolumen abgewendeten Seite der isothermen Flächen im Bereich der durchströmmbaren Einrichtungen (11, 8, 36-41, 43, 114, 131-135, 156, 207-210, 281-284, 275-277) je ein periodisch in der Größe verändertes Teilvolumen mit unterschiedlicher Temperatur angrenzt.

10. Vorrichtung nach Anspruch 9, **dadurch gekennzeichnet**, daß im Bereich der isothermen Fläche, dort wo der Wärmeenergieaustausch erfolgt, ein Regenerator (8, 11, 36-41, 131-135, 207-210, 281-284, 275-277) angeordnet ist.

11. Vorrichtung nach einem der vorhergehenden Ansprüche 9 bis 10, **dadurch gekennzeichnet**, daß im Bereich der isothermen Fläche, dort wo der Wärmeenergieaustausch erfolgt, ein Wärmetauscher (7, 43, 115, 156, 290) angeordnet ist.

12. Vorrichtung nach einem der vorhergehenden Ansprüche 9 bis 11, **gekennzeichnet** durch ein Steuersystem (21-24, 29-32, 55-91, 117, 150-155, 298-300) zum periodischen Bewegen der zumindest zwei durchströmten Einrichtungen (11, 8, 36-41, 43, 114, 207-210, 281-284) gegeneinander, um das mittlere Teilvolumen zwischen den durchströmten Einrichtungen (11, 8, 36-41, 43, 114, 207-210, 281-284) während zumindest einer Zeitperiode bis auf den Totraum zu reduzieren.

13. Vorrichtung nach einem der vorhergehenden Ansprüche 9 bis 12, **dadurch gekennzeichnet**, daß die zumindest zwei durchströmten Einrichtungen (114, 131-135, 156, 274-277) fest im Arbeitsraum montiert sind und das dazwischenliegende mittlere Teilvolumen durch zumindest einen von dem Steuersystem (117, 150-155) dazwischen periodisch eingeschobenen Verdränger (279, 114, 142-145) während zumindest einer Zeitperiode bis auf den Totraum reduziert wird.

14. Vorrichtung nach einem der vorhergehenden Ansprüche 9 bis 12, **dadurch gekennzeichnet**, daß die zumindest zwei durchströmmbaren Einrichtungen als gegeneinander bewegliche Verdrängerkolben (114) ausgebildet sind, wobei das mittlere Teilvolumen zwischen je zwei Verdrängerkolben (114) liegt.

15. Vorrichtung nach einem der vorhergehenden Ansprüche 9 bis 14, **gekennzeichnet durch** eine Kompressionseinrichtung (2, 22, 29-32, 113; 304-316) zum periodischen Verändern der Größe des Arbeitsvolumens.

16. Vorrichtung nach Anspruch 15, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Kompressionseinrichtung zumindest eine bewegliche Flüssigkeitssäule (304) umfaßt.

17. Vorrichtung nach Anspruch 15 oder 16, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Kompressionseinrichtung zur periodischen Veränderung der Größe des Arbeitsvolumens ein auf die anderen periodischen Bewegungen abgestimmtes resonantes schwingendes System ist. (304 - 316)

18. Vorrichtung nach einem der Ansprüche 15 bis 17, **dadurch gekennzeichnet**, daß das Steuersystem zur Steuerung und Regelung der Kompressionseinrichtung ausgelegt ist. (2, 22, 29-32, 113)

19. Vorrichtung nach einem der vorhergehenden Ansprüche 9 bis 18, dadurch gekennzeichnet, daß die von Arbeitsfluid durchströmmbaren Einrichtungen (11, 8, 36-41, 43, 114, 131-135, 156, 207-210, 281-284, 275-277) zum Abtrennen, Reinigen, oder physikalischen oder chemischen Verändern von zumindest einer im Arbeitsfluid enthaltenen Substanzen dient und insbesondere als Katalysator wirkt.

5 20. Vorrichtung nach einem der vorhergehenden Ansprüche 12 bis 19, dadurch gekennzeichnet, daß die Bewegungsrichtung und die Symmetrieachse der durchströmmbaren Einrichtungen (11, 8, 36-41, 43, 114, 207-210, 281-284) vertikal ist, und daß insbesondere die durchströmmbaren Einrichtungen kegelförmig sind.

10 21. Vorrichtung nach einem der vorhergehenden Ansprüche 12 bis 20, dadurch gekennzeichnet, daß jeweils zwei der durchströmmbaren Einrichtungen (11, 8, 36-41, 43, 114, 131-135, 156, 207-210, 281-284, 275-277), die nicht unmittelbar benachbart sind, in festem Abstand durch Elemente in Bewegungsrichtungrichtung miteinander verbunden sind, und daß jeweils zwei unmittelbar benachbarte durchströmmbare Einrichtungen sich periodisch aufeinander zubewegen und wieder voneinander entfernen.

15 22. Vorrichtung nach einem der vorhergehenden Ansprüche 9 bis 21, gekennzeichnet durch ein Turbine (14), die mit zwei Räumen (13, 15) mit unterschiedlichen Drücken verbunden ist, wobei die beiden Räume (13, 15) durch das zumindest eine Ventil (3, 4, 48, 49, 111, 112, 130, 129a, 129b, 291, 294) mit dem Arbeitsvolumen verbunden sind.

20 23. Vorrichtung, gekennzeichnet durch eine Reihenschaltung einer Mehrzahl von Vorrichtungen nach einem der vorhergehenden Ansprüche 9 bis 22.

25 24. Vorrichtung, gekennzeichnet durch eine Parallelschaltung einer Mehrzahl von Vorrichtungen nach einem der vorhergehenden Ansprüche 9 bis 22.

30 25. Vorrichtung nach einem der Ansprüche 15 bis 24, dadurch gekennzeichnet, daß zumindest eine der durchströmmbaren Einrichtungen (11, 8, 36-41, 43, 114, 131-135, 156, 207-210, 281-284, 275-277) mit einer Phasenverschiebung von einem Viertel (25%) gegenüber der Kompressionseinrichtung (2, 22, 29-32, 113, 304-316) angetrieben wird.

35 26. Vorrichtung nach einem der vorhergehenden Ansprüche 9 bis 25, gekennzeichnet durch die Verwendung im Rahmen einer Kraft-Wärme-Kopplung, insbesondere in Nah- und Fernwärmesetzten.

35

### Claims

1. A method for entropy transfer via an open periodic thermodynamic cyclic process, with at least one working volume filled with a working fluid,
- 40 at least one central partial volume in the working volume, which is located between two isothermal sectional areas and is periodically modified in size, wherein a flow of working fluid through the central partial volume takes place from one isothermal sectional area to the other one, wherein an exchange of working fluid takes place at different pressure levels and at different time periods (c-d-e, g-h-a) from the working volume to at least one volume having a largely constant pressure and/or from at least one volume having a largely constant pressure into the working volume, wherein a modification of the working fluid temperature averaged through the working volume is concurrently brought about by the periodic modification of size of the at least one central partial volume, wherein at least one central partial volume is modified in size during the exchange of working fluid at a largely constant pressure, wherein the size of the at least one central partial volume, or the ratio of its size relative to that of the working volume, is largely kept constant when (a-b-c, e-f-g) the pressure in the working volume is modified without exchange of working fluid, wherein heat is input and/or output in the range of the at least two isothermal sectional areas, wherein one respective further partial volume borders on each of the flow section isothermal areas delimiting the at least one central partial volume, the working fluid in the partial volumes presents different temperatures, and the sizes of the partial volumes are modified periodically, wherein, during a time interval much longer in comparison with the duration of one period of the cyclic process,

either intake of heat energy to or discharge of heat energy from the working fluid in the working volume takes place with the aid of at least one substance of at least one continuously or periodically increasing and decreasing mass flow at a sliding temperature or at several temperature levels.

5        2. The method according to claim 1, **characterized in that** the intake of working fluid into the working volume and the discharge of working fluid from the working volume each take place starting out from partial volumes having different temperatures and being separated by one of the isothermal sectional areas in the range of which heat energy is taken in by and/or discharged from the working fluid.

10      3. The method according to claim 1 or 2, **characterized in that** a further exchange of working fluid takes place at identical time periods and at approximately identical pressure levels.

15      4. The method according to any one of the preceding claims, **characterized in that** the size of the at least one working volume is modified periodically.

16      5. The method according to any one of the preceding claims, **characterized in that** the size of the at least one working volume is modified periodically, primarily in those time periods (a-b-c, e-f-g, cp. Figs. 4-6) during which no intake or discharge of working fluid into or from the working volume takes place.

20      6. The method according to any one of the preceding claims, **characterized in that** at least one substance is the working fluid.

25      7. The method according to any one of the preceding claims, **characterized in that** the open periodic cyclic process is powered by solar energy, geothermal energy, combustion energy, in particular from regenerative renewable raw materials, waste heat, or nuclear power.

26      8. The method according to any one of the preceding claims, **characterized in that** the drive energy is intermediately stored in a storage flowed through by the substance, which storage in particular has the form of a bulk material.

30      9. A device for implementing the method according to any one of the preceding claims, comprising:

31      at least one working volume (11, 8, 36-41, 43, 114, 131-135, 156, 207-210, 281-284, 275-277) filled with a working fluid (301, 310) in a pressure vessel (1, 128, 302, 288, 107),

35      at least two flow passage devices (11, 8, 36-41, 43, 114, 131-135, 156, 207-210, 281-284, 275-277) for confining at least one central partial volume (11, 36-41, 131-135, 207-210, 281-284, 275-277) periodically modified in size in the working volume,

36      at least one means (21-24, 29-32, 55-991, 117, 150-155, 298-300) for periodically modifying the size of the at least one central partial volume, so that a modification of the temperature of the working fluid averaged through the working volume is concurrently brought about thereby during the working fluid exchange at a largely constant pressure, and the size of the at least one central partial volume, or the ratio of its size relative to that of the working volume, is largely kept constant when the pressure in the working volume is modified without exchange of working fluid,

40      at least one means (146, 2, 22, 29-32, 113, 304-316, 11, 36-41, 131-135, 207-210, 281-284, 275-277) for modifying the pressure in the working volume,

45      at least one means (18, 8, 11, 36-41, 131-135, 207-210, 281-284, 275-277, 7, 43, 115, 156, 290) for intake of heat energy to or discharge of heat energy from the working fluid in the working volume with the aid of at least one substance of at least one continuously or periodically increasing and decreasing mass flow at sliding temperature or at several temperature levels during a time interval much longer in comparison with the duration of a period of the cyclic process,

50      wherein at least one valve (3, 4, 48, 49, 111, 112, 130, 129a, 129b, 291, 294) is opened for the intake of working fluid or discharge of working fluid from at least one or into at least one space (13, 20, 19, 17) having a substantially constant pressure for the purpose of the exchange of working fluid at different pressure levels,

51      wherein heat energy is taken in by and/or discharged from the working fluid and respective isothermal sectional areas interconnected via seal means (285, 288, 101, cp. Fig. 13) or the delimitation of the working volume (1, 44) extend in the range of the at least two flow passage devices (11, 8, 36-41, 43, 114, 131-135, 156, 207-210, 281-284, 275-277),

52      wherein in the range of the flow passage devices (11, 8, 36-41, 43, 114, 131-135, 156, 207-210, 281-284,

275-277) one partial volume each periodically modified in size and having a different temperature borders on the side of the isothermal sectional areas facing away to the central partial volume.

10. The device according to claim 9, **characterized in that** a regenerator (8, 11, 36-41, 131-135, 207-210, 281-284, 5 275-277) is arranged in the range of the isothermal sectional area where heat energy exchange takes place.

11. The device according to any one of preceding claims 9 to 10, **characterized in that** a heat exchanger (7, 43, 115, 156, 290) is arranged in the range of the isothermal sectional area where the heat energy exchange takes place.

10 12. The device according to any one of preceding claims 9 to 11, **characterized by** a control system (21-24, 29-32, 55-91, 117, 150-155, 298-300) for periodically moving the at least two flow passage devices (11, 8, 36-41, 43, 114, 207-210, 281-284) against each other, to reduce the central partial volume between the flow passage devices (11, 8, 36-41, 43, 114, 207-210, 281-284) to the clearance volume during at least one time period.

15 13. The device according to any one of preceding claims 9 to 12, **characterized in that** the at least two flow passage devices (114, 131-135, 156, 274-277) are fixedly mounted in the working volume, and the intermediately positioned, central partial volume is reduced to the clearance volume during at least one time period with the aid of at least one displacement member (279, 114, 142-145) periodically interposed by 20 the control system (117, 150-155).

14. The device according to any one of preceding claims 9 to 12, **characterized in that** the at least two flow passage devices have the form of displacement pistons (114) movable against each other, with the central partial volume being located between two respective displacement pistons (114).

25 15. The device according to one of preceding claims 9 to 14, **characterized by** a compressing device (2, 22, 29-32, 113, 304-316) for periodically modifying the size of the working volume.

16. The device according to claim 15, **characterized in that** the compressing device comprises at least one movable 30 liquid column (304).

17. The device according to claim 15 or 16, **characterized in that** the compressing device is a resonant oscillating system (304-316) synchronized with the other periodical movements.

35 18. The device according to any one of preceding claims 15 to 17, **characterized in that** the control system is designed for control and feedback control of the compressing device (2, 22, 29-32, 113).

19. The device according to any one of preceding claims 15 to 18, **characterized in that** the flow passage devices (11, 8, 36-41, 43, 114, 131-135, 156, 207-210, 281-284, 275-277) capable of containing a flow of working fluid 40 therethrough serve the purpose of separating, purifying, or physically or chemically modifying the substances contained in the working fluid.

20. The device according to any one of preceding claims 12 to 19, **characterized in that** the direction of movement and the axis of symmetry of the flow passage devices (11, 8, 36-41, 43, 114, 207-210, 281-284) is vertical, and 45 the flow passages in particular are conical in shape.

21. The device according to any one of preceding claims 12 to 20, **characterized in that** two respective, not immediately neighbouring flow passage devices (11, 8, 36-41, 43, 114, 131-135, 156, 207-210, 281-284, 275-277) each are coupled to each other at fixed spacings in a direction of movement via members, and two respective, immediately neighbouring flow passage devices each periodically move towards each other and away from each other again.

50 22. The device according to any one of preceding claims 9 to 21, **characterized by** a turbine (14) connected to two spaces (13, 15) having different pressures, wherein the two spaces (13, 15) are connected with the working volume through the intermediary of the at least one valve (3, 4, 48, 49, 111, 112, 130, 29a, 129b, 291, 294).

23. A device **characterized by** serial arrangement of a plurality of devices according to any one of preceding claims

9 to 22.

24. A device characterized by parallel arrangement of a plurality of devices according to any one of preceding claims 9 to 22.

5 25. The device according to any one of claims 15 to 24, characterized in that at least one of the flow passage devices (11, 8, 36-41, 43, 114, 131-135, 156, 207-210, 281-284, 275-277) is driven at a phase difference of one quarter (25%) relative to the compressing device (2, 22, 29-32, 113, 304-316).

10 26. The device according to any one of preceding claims 15 to 24, characterized by use in the framework of combined heat and power generation, in particular in short-distance and long-distance heat energy networks

#### Revendications

15 1. Procédé pour le transfert d'entropie à l'aide d'un cycle thermodynamique périodique ouvert avec au moins un volume de travail qui est rempli d'un fluide de travail et au moins un volume partiel central dans le volume de travail, qui se trouve entre deux surfaces isothermes et dont la taille peut être modifiée périodiquement,

20 le volume partiel central étant traversé par le fluide de travail d'une surface isotherme à l'autre, un échange de fluide de travail ayant lieu à différents niveaux de pression et à différentes périodes de temps (c-d-e, g-h-a) depuis le volume de travail vers au moins un volume à pression largement constante et/ou depuis au moins un volume à pression largement constante vers le volume de travail, la modification périodique de la taille de l'au moins un volume partiel central contribuant à provoquer une modification de la température du fluide de travail, dont la moyenne a été faite par l'intermédiaire du volume de travail, la taille d'au moins un volume partiel central étant modifiée lors de l'échange de fluide de travail à pression largement constante,

25 l'au moins un volume partiel central étant maintenu largement constant dans sa taille ou dans son rapport de taille en fonction du volume de travail lorsque durant (a-b-c, e-f-g), sans échange de fluide de travail, la pression dans le volume de travail est modifiée,

30 de la chaleur étant injectée dans la zone des au moins deux surfaces isothermes et/ou éjectée de cette zone, un autre volume partiel étant respectivement adjacent des surfaces isothermes traversées par le flux et entourant l'au moins un volume partiel central, le fluide de travail ayant des températures différentes dans les volumes partiels et la taille des volumes partiels étant modifiée périodiquement et

35 soit une absorption d'énergie thermique par le fluide de travail soit une restitution d'énergie thermique au fluide de travail dans le volume de travail par au moins une substance d'au moins un flux de masse s'accroissant et décroissant continuellement ou périodiquement sous une température changeante ou sous plusieurs niveaux de température ayant lieu lors d'un intervalle de temps beaucoup plus long par rapport à la durée des périodes du cycle.

40 2. Procédé selon la revendication 1, caractérisé en ce que l'absorption de fluide de travail dans le volume de travail et la restitution de fluide de travail par le volume de travail ont lieu respectivement à partir de volumes partiels, qui ont une température différente et qui sont séparés par une des surfaces isothermes, dans la zone desquelles le fluide de travail absorbe et/ou préleve de l'énergie thermique.

45 3. Procédé selon la revendication 1 ou 2, caractérisé en ce qu'un autre échange de fluide de travail a lieu lors de mêmes périodes de temps et à des niveaux de pression qui sont approximativement les mêmes.

50 4. Procédé selon l'une quelconque des revendications précédentes, caractérisé en ce que la taille de l'au moins un volume de travail est modifiée périodiquement.

55 5. Procédé selon l'une quelconque des revendications précédentes, caractérisé en ce que la taille de l'au moins un volume de travail est modifiée périodiquement principalement lors des périodes de temps (a-b-c, e-f-g, voir les figures 4-6), lors desquelles il n'y a pas d'absorption de fluide de travail par le volume de travail ou de restitution de fluide de travail dans le volume de travail.

6. Procédé selon l'une quelconque des revendications précédentes, caractérisé en ce qu'au moins une substance est le fluide de travail.

7. Procédé selon l'une quelconque des revendications précédentes, **caractérisé en ce que** le cycle ouvert périodique est entraîné à l'aide d'énergie solaire, de géothermie, d'énergie issue de la combustion, en particulier issue de matières brutes qui repoussent, de chaleur dissipée ou d'énergie nucléaire.

5 8. Procédé selon l'une quelconque des revendications précédentes, **caractérisé en ce que** l'énergie d'entraînement fait l'objet d'un stockage intermédiaire dans un lieu de stockage traversé par la substance et ayant en particulier la forme d'un remblai.

10 9. Dispositif pour la réalisation du procédé selon l'une quelconque des revendications précédentes avec au moins un volume de travail (11, 8, 36-41, 43, 114, 131-135, 156, 207-210, 281-284, 275-277) rempli d'un fluide de travail (301, 310) se trouvant dans un réservoir sous pression (1, 128, 302, 288, 107), avec au moins deux dispositifs (11, 8, 36-41, 43, 114, 131-135, 156, 207-210, 281-284, 275-277) pouvant être traversés par le fluide de travail pour inclure dans le volume de travail au moins un volume partiel central (11, 36-41, 131-135, 207-210, 281-284, 275-277) dont la taille peut être modifiée périodiquement,

15 avec au moins un moyen (21-24, 29-32, 55-91, 117, 150-155, 298-300) pour la modification périodique de la taille de l'au moins un volume partiel central, de sorte qu'une contribution à la modification de la température du fluide de travail, dont la moyenne a été faite par l'intermédiaire du volume de travail, est ainsi apportée lors de l'échange de fluide de travail à pression largement constante et que l'au moins un volume partiel central est maintenu largement constant dans sa taille ou dans son rapport de taille en fonction du volume de travail lorsque, sans échange de fluide de travail, la pression dans le volume de travail est modifiée,

20 avec au moins un moyen (146, 2, 22, 29-32, 113, 304-316, 11, 36-41, 131-135, 207-210, 281-284, 275-277) pour la modification de la pression dans le volume de travail et

25 avec au moins un moyen (18, 8, 11, 36-41, 131-135, 207-210, 281-284, 275-277, 7, 43, 115, 156, 290) pour une absorption d'énergie thermique par le fluide de travail ou une restitution d'énergie thermique au fluide de travail dans le volume de travail par au moins une substance d'au moins un flux de masse s'accroissant et décroissant continuellement ou périodiquement sous une température changeante ou sous plusieurs niveaux de température lors d'un intervalle de temps beaucoup plus long par rapport à la durée des périodes du cycle,

30 au moins une vanne (3, 4, 48, 49, 111, 112, 130, 129a, 129b, 291, 294) étant ouverte pour l'échange de fluide de travail à différents niveaux de pression pour l'absorption de fluide de travail à partir d'au moins un volume à pression sensiblement constante (13, 20, 19, 17) ou pour la restitution de fluide de travail dans au moins un tel volume, le fluide de travail absorbant et/ou restituant de l'énergie thermique et des surfaces respectivement isothermes, qui sont reliées entre elles par des moyens d'étanchéité (285, 288, 101, voir la figure 13) ou par la limitation du volume de travail (1, 44), s'étendant dans la zone des au moins deux dispositifs (11, 8, 36-41, 43, 114, 131-135, 156, 207-210, 281-284, 275-277) pouvant être traversés par le flux et

35 respectivement un volume partiel à température différente, dont la taille peut être modifiée périodiquement, étant adjacent sur le côté des surfaces isothermes opposé au volume partiel central dans la zone des dispositifs (11, 8, 36-41, 43, 114, 131-135, 156, 207-210, 281-284, 275-277) pouvant être traversés par le flux.

40 10. Dispositif selon la revendication 9, **caractérisé en ce que** dans la zone de la surface isotherme, à l'endroit où a lieu l'échange d'énergie thermique, est disposé un régénérateur (8, 11, 36-41, 131-135, 207-210, 281-284, 275-277).

45 11. Dispositif selon l'une quelconque des revendications précédentes 9 à 10, **caractérisé en ce que** dans la zone de la surface isotherme, à l'endroit où a lieu l'échange d'énergie thermique, est disposé un échangeur de chaleur (7, 43, 115, 156, 290).

50 12. Dispositif selon l'une quelconque des revendications précédentes 9 à 11, **caractérisé par un système de commande** (21-24, 29-32, 55-91, 117, 150-155, 298-300) pour une mise en mouvement périodique les uns par rapport aux autres des au moins deux dispositifs traversés par le flux (11, 8, 36-41, 43, 114, 207-210, 281-284) afin de réduire pendant au moins une période de temps jusqu'au volume inerte le volume partiel central entre les dispositifs traversés par le flux (11, 8, 36-41, 43, 114, 207-210, 281-284).

55 13. Dispositif selon l'une quelconque des revendications précédentes 9 à 12, **caractérisé en ce que** les au moins deux dispositifs traversés par le flux (114, 131-135, 156, 274-277) sont montés de manière fixe dans le compartiment de travail et **en ce que** le volume partiel central situé entre eux est réduit pendant au moins une période de temps jusqu'au volume inerte par au moins un élément de refoulement (279, 114, 142-145) introduit périodiquement entre eux par le système de commande (117, 150-155).

14. Dispositif selon l'une quelconque des revendications précédentes 9 à 12, **caractérisé en ce que** les au moins deux dispositifs pouvant être traversés par le flux sont configurés comme pistons de refoulement (114) pouvant être déplacés l'un contre l'autre, le volume partiel central se trouvant entre respectivement deux pistons de refoulement (114).

5 15. Dispositif selon l'une quelconque des revendications précédentes 9 à 14, **caractérisé par un dispositif de compression** (2, 22, 29-32, 113, 304-316) pour la modification périodique de la taille du volume de travail.

10 16. Dispositif selon la revendication 15, **caractérisé en ce que** le dispositif de compression comprend au moins une colonne de liquide mobile (304).

15 17. Dispositif selon la revendication 15 ou 16, **caractérisé en ce que** dispositif de compression pour la modification périodique de la taille du volume de travail est un système oscillant résonnant (304-316) accordé avec les autres mouvements périodiques.

20 18. Dispositif selon l'une quelconque des revendications 15 à 17, **caractérisé en ce que** le système de commande est conçu pour la commande et la régulation du dispositif de compression (2, 22, 29-32, 113).

25 19. Dispositif selon l'une quelconque des revendications précédentes 9 à 18, **caractérisé en ce que** les dispositifs pouvant être traversés par le flux (11, 8, 36-41, 43, 114, 131-135, 156, 207-210, 281-284, 275-277) servent à la séparation, au nettoyage ou à la modification physique ou chimique d'au moins une substance contenue dans le fluide de travail et agissent en particulier comme catalyseurs.

30 20. Dispositif selon l'une quelconque des revendications précédentes 12 à 19, **caractérisé en ce que** la direction de déplacement et l'axe de symétrie des dispositifs pouvant être traversés par le flux (11, 8, 36-41, 43, 114, 207-210, 281-284) sont verticaux et **en ce qu'en** particulier les dispositifs pouvant être traversés par le flux ont une forme de cône.

35 21. Dispositif selon l'une quelconque des revendications précédentes 12 à 20, **caractérisé en ce que** respectivement deux des dispositifs pouvant être traversés par le flux (11, 8, 36-41, 43, 114, 131-135, 156, 207-210, 281-284, 275-277), qui ne sont pas directement voisins, sont reliés entre eux en direction de déplacement et avec un espace fixe par des éléments et **en ce que** respectivement deux dispositifs pouvant être traversés par le flux directement voisins se déplacent périodiquement l'un vers l'autre et s'éloignent de nouveau périodiquement l'un de l'autre.

40 22. Dispositif selon l'une quelconque des revendications précédentes 9 à 21, **caractérisé par une turbine** (14), qui est reliée à deux compartiments (13, 15) dans lesquels règnent des pressions différentes, les deux compartiments (13, 15) étant reliés avec le volume de travail par l'au moins une vanne (3, 4, 48, 49, 111, 112, 130, 129a, 129b, 291, 294).

45 23. Dispositif **caractérisé par une disposition en série** d'une pluralité de dispositifs selon l'une quelconque des revendications précédentes 9 à 22.

24. Dispositif **caractérisé par une disposition en parallèle** d'une pluralité de dispositifs selon l'une quelconque des revendications précédentes 9 à 22.

50 25. Dispositif selon l'une quelconque des revendications 15 à 24, **caractérisé en ce qu'au moins un des dispositifs** pouvant être traversés par le flux (11, 8, 36-41, 43, 114, 131-135, 156, 207-210, 281-284, 275-277) est entraîné avec un décalage de phase d'un quart (25%) par rapport au dispositif de compression (2, 22, 29-32, 113, 304-316).

26. Dispositif selon l'une quelconque des revendications précédentes 9 à 25, **caractérisé par son utilisation dans le cadre d'un couplage force-chaleur**, en particulier dans des réseaux thermiques locaux et distants.

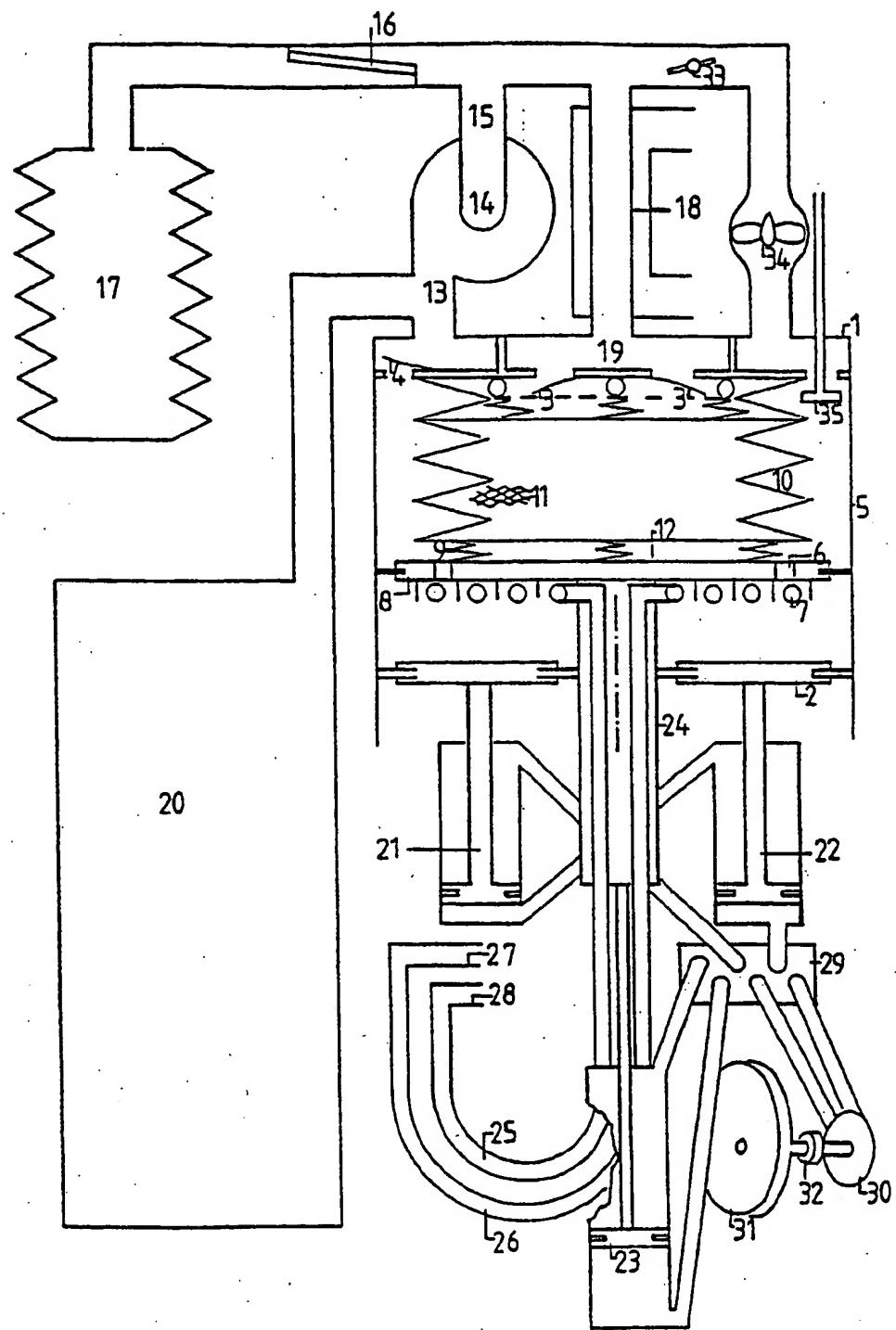


Fig.1

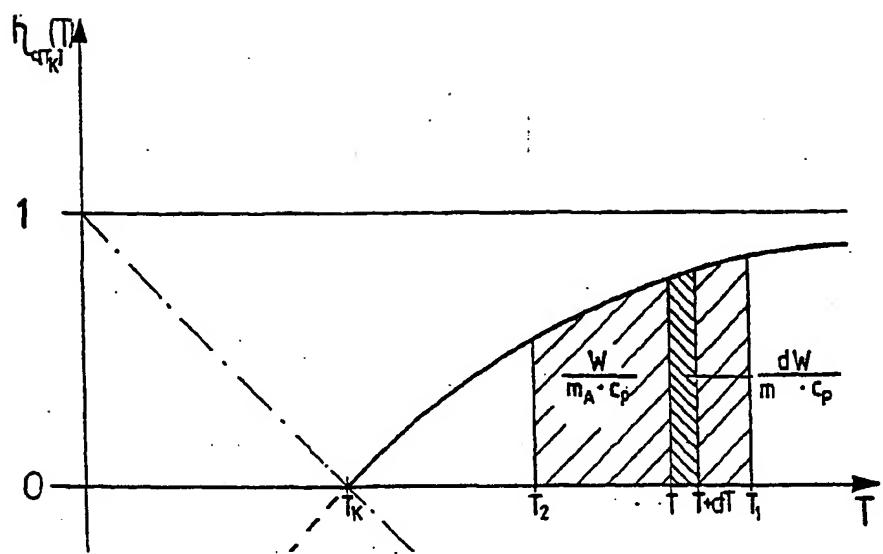


Fig.2

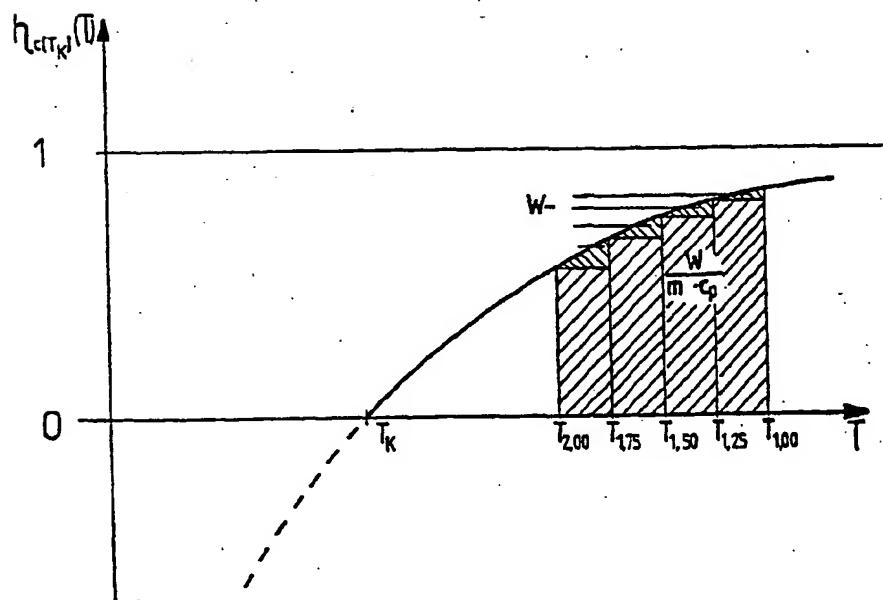


Fig.3

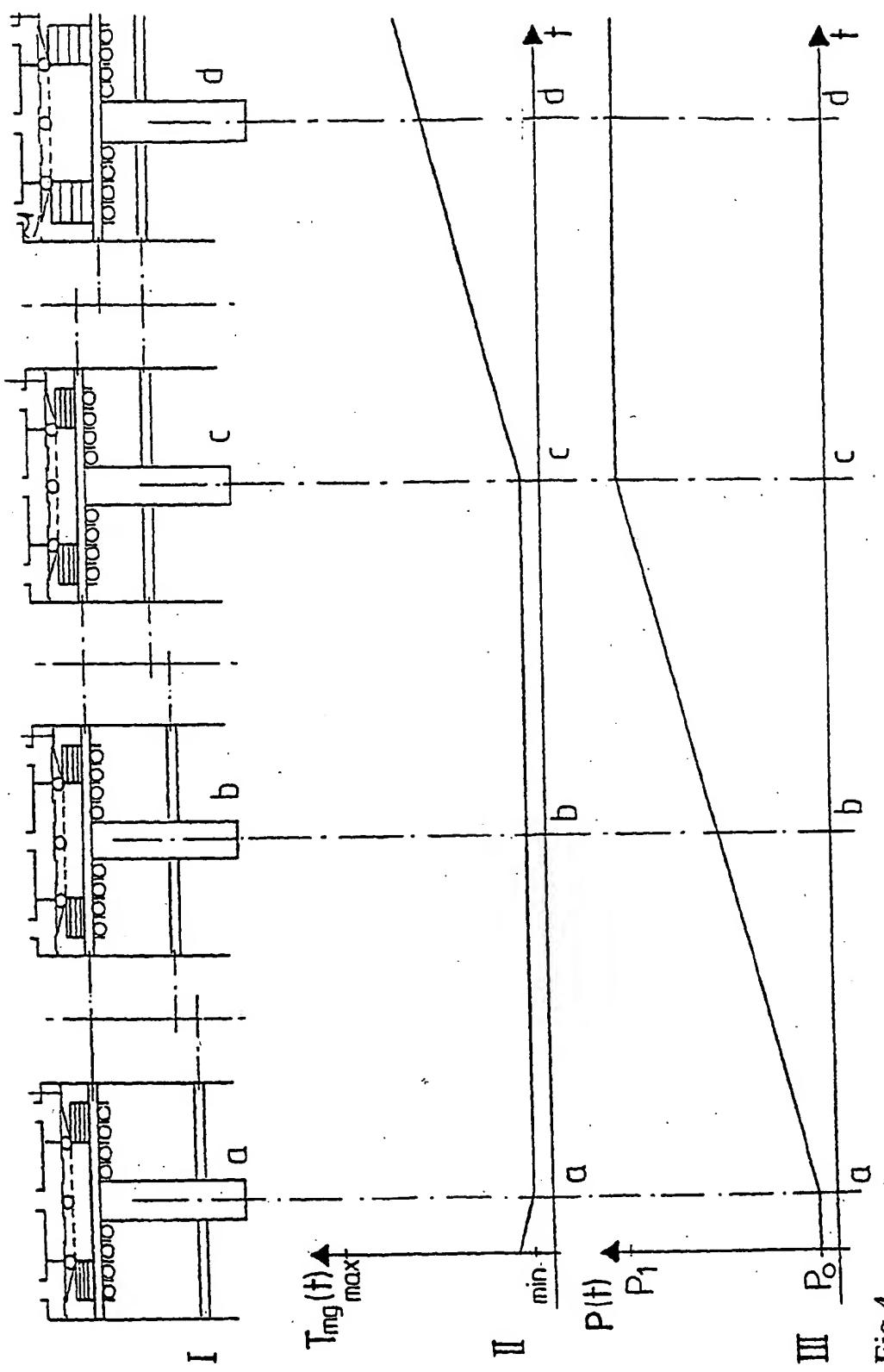


Fig.4

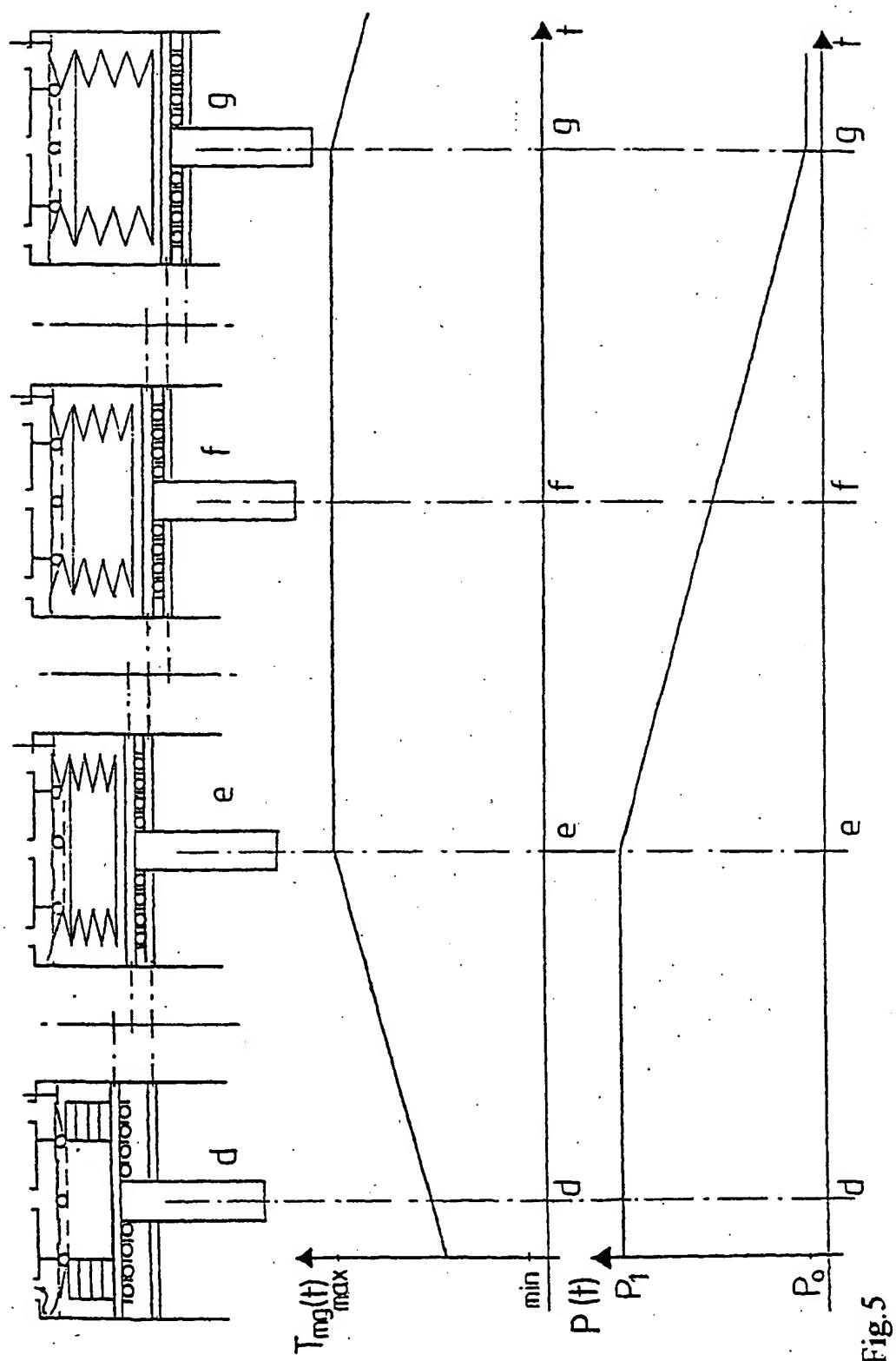


Fig.5

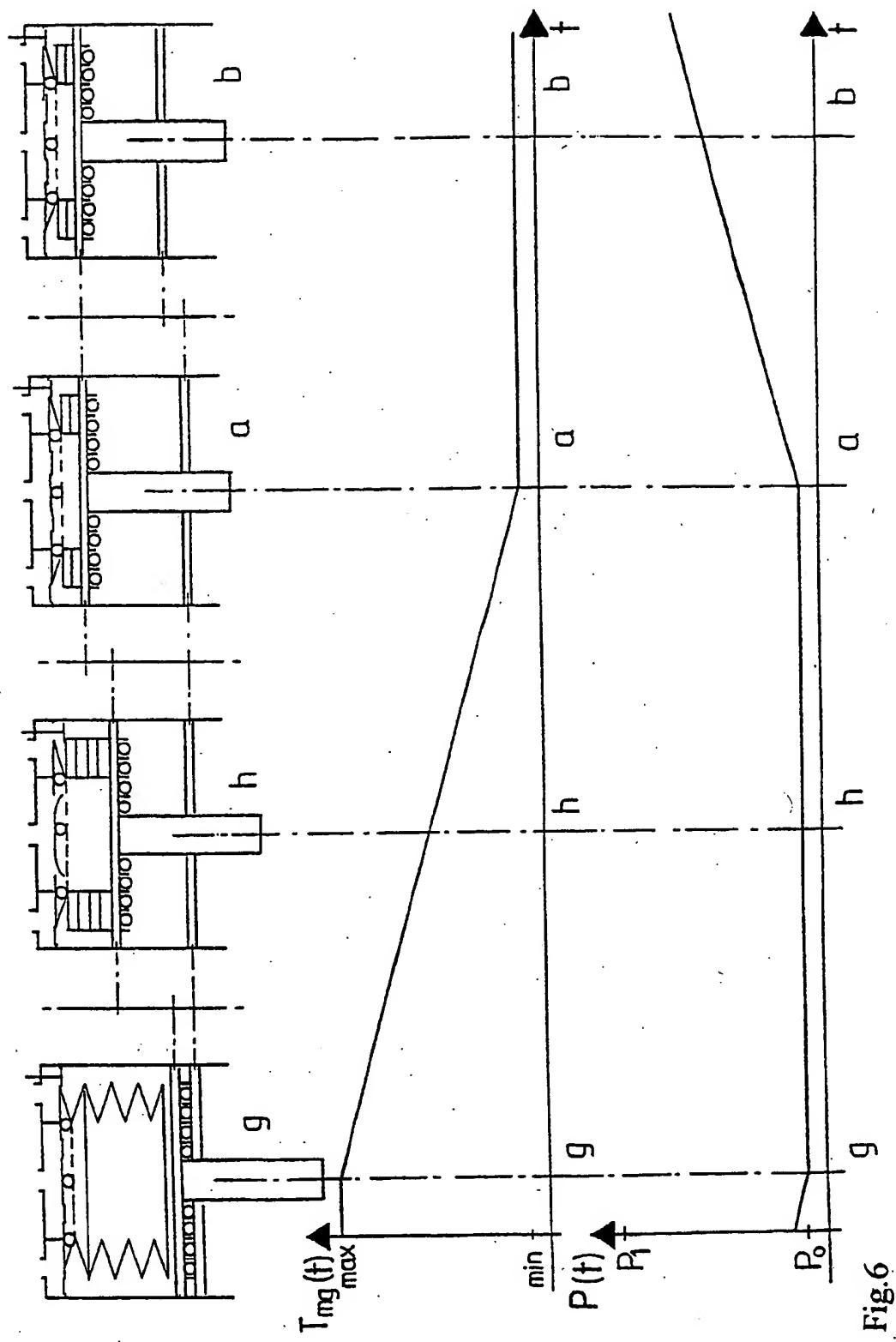


Fig.6

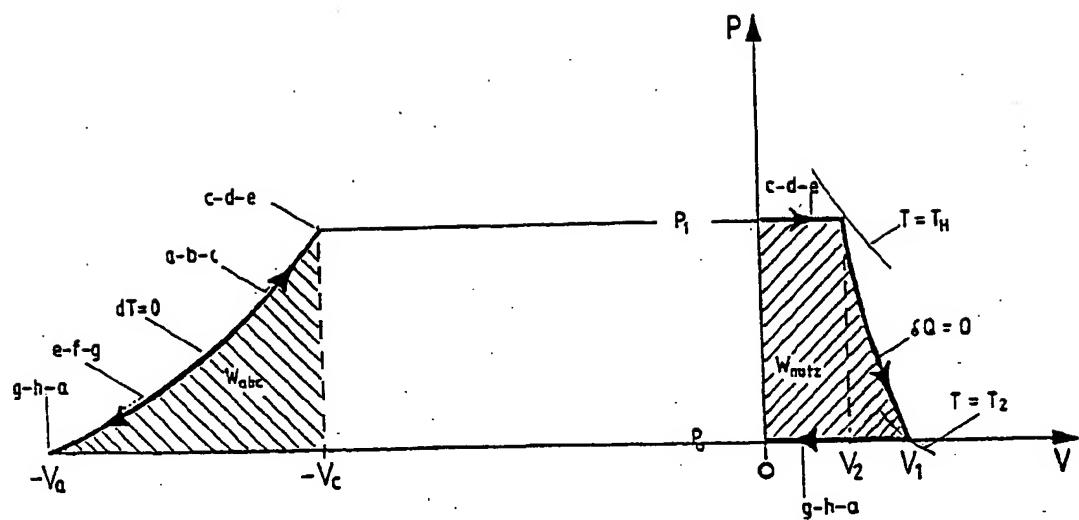


Fig. 7

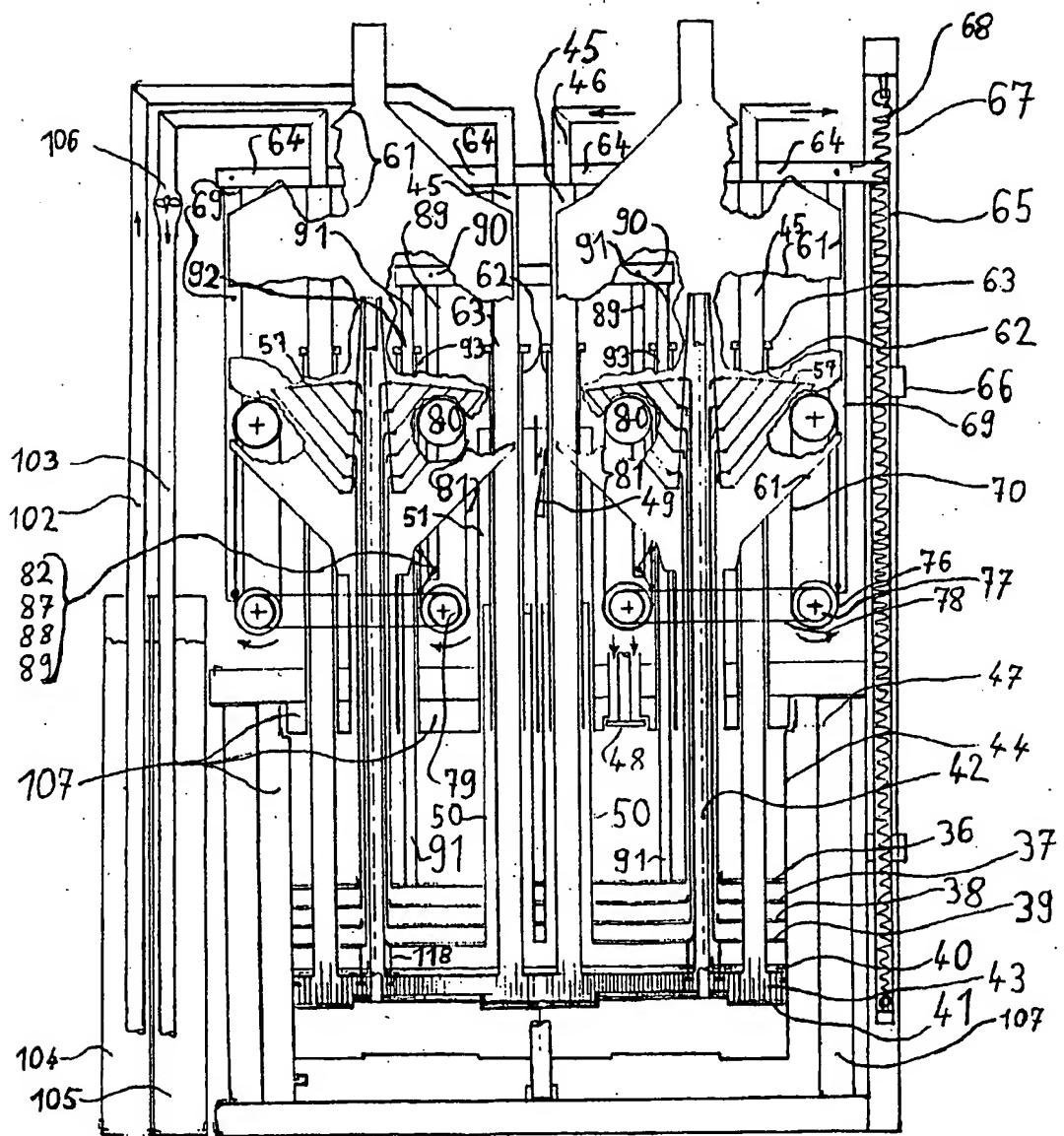


Fig.8

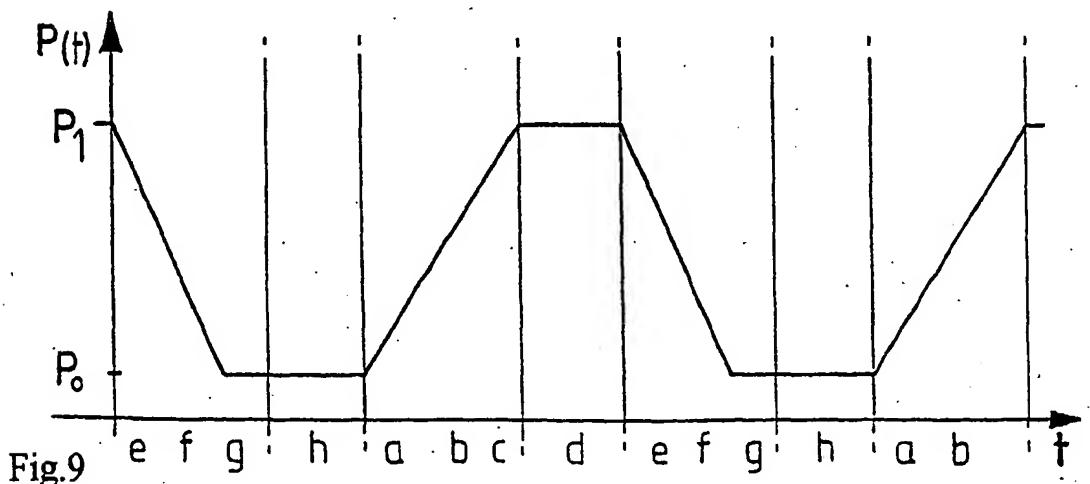
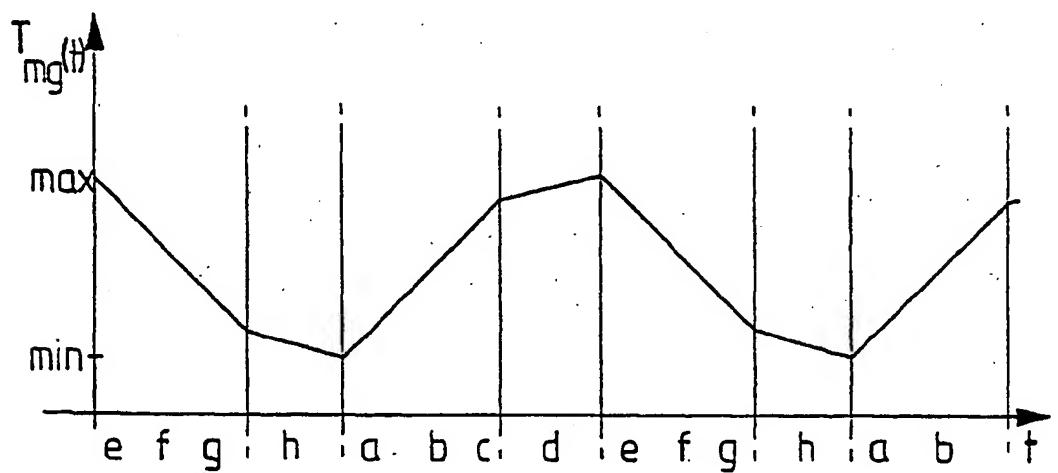
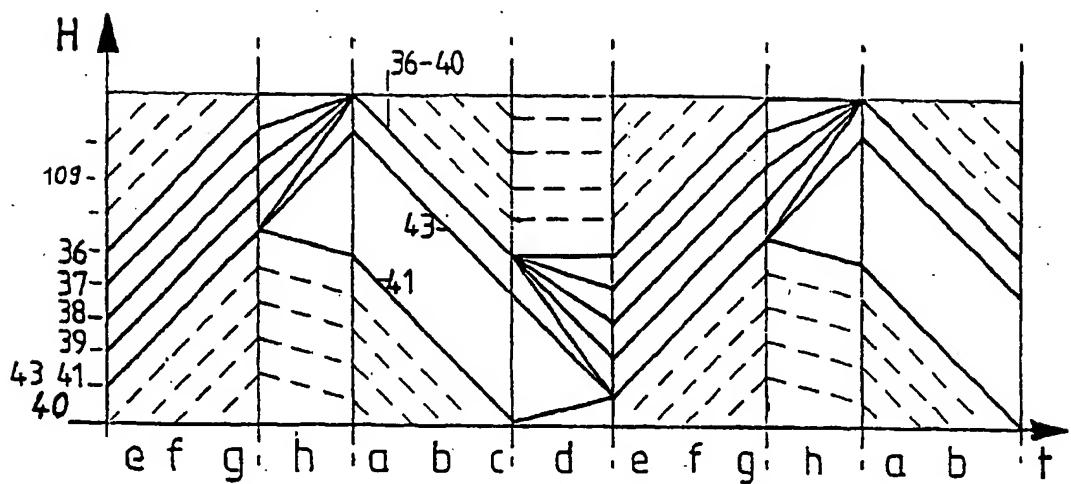


Fig.9

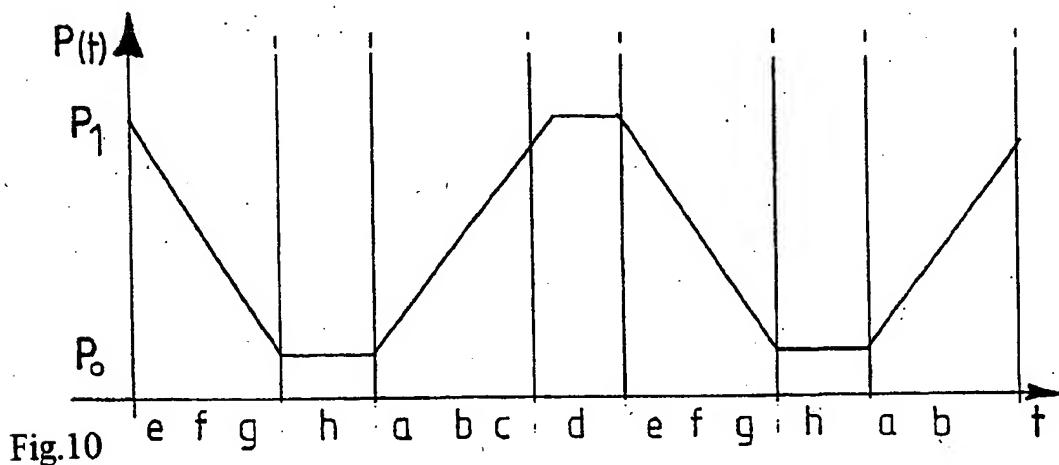
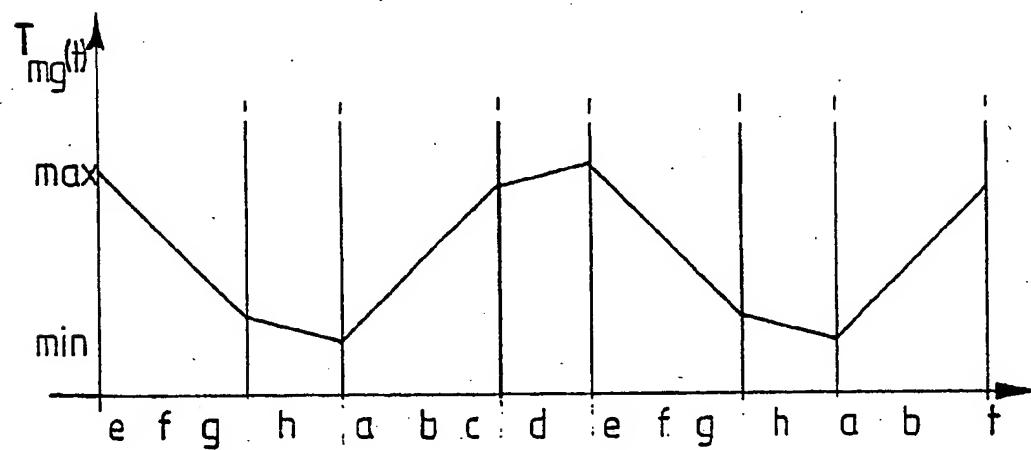
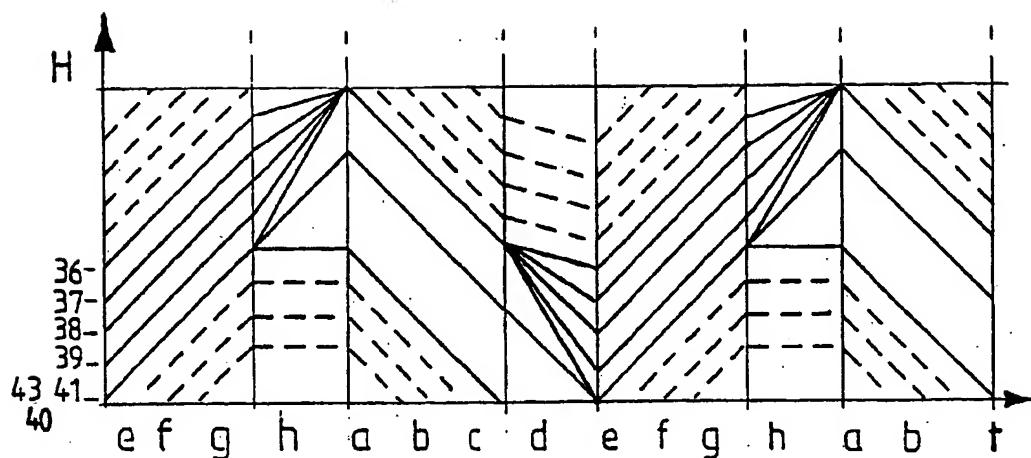


Fig.10

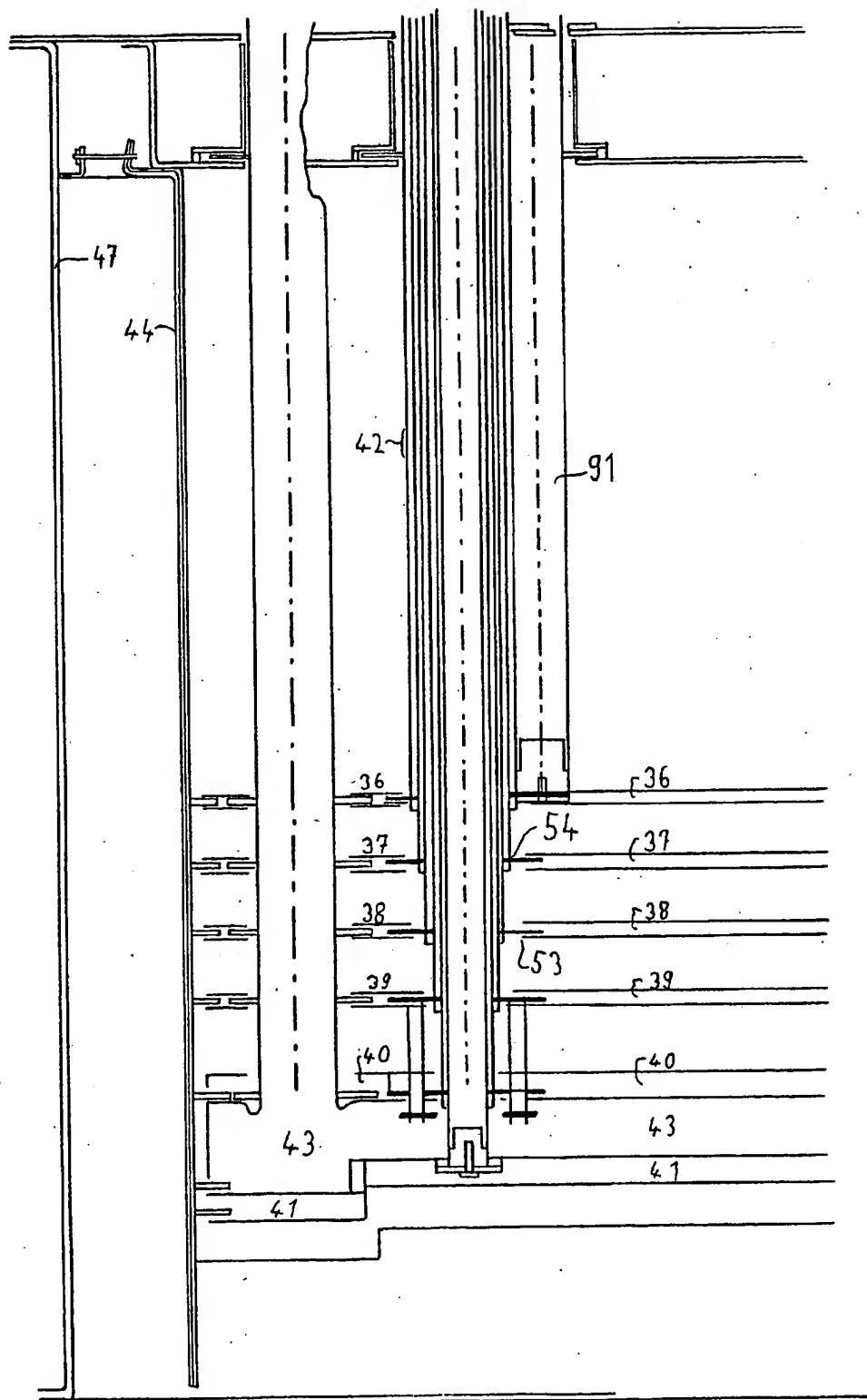


Fig.11

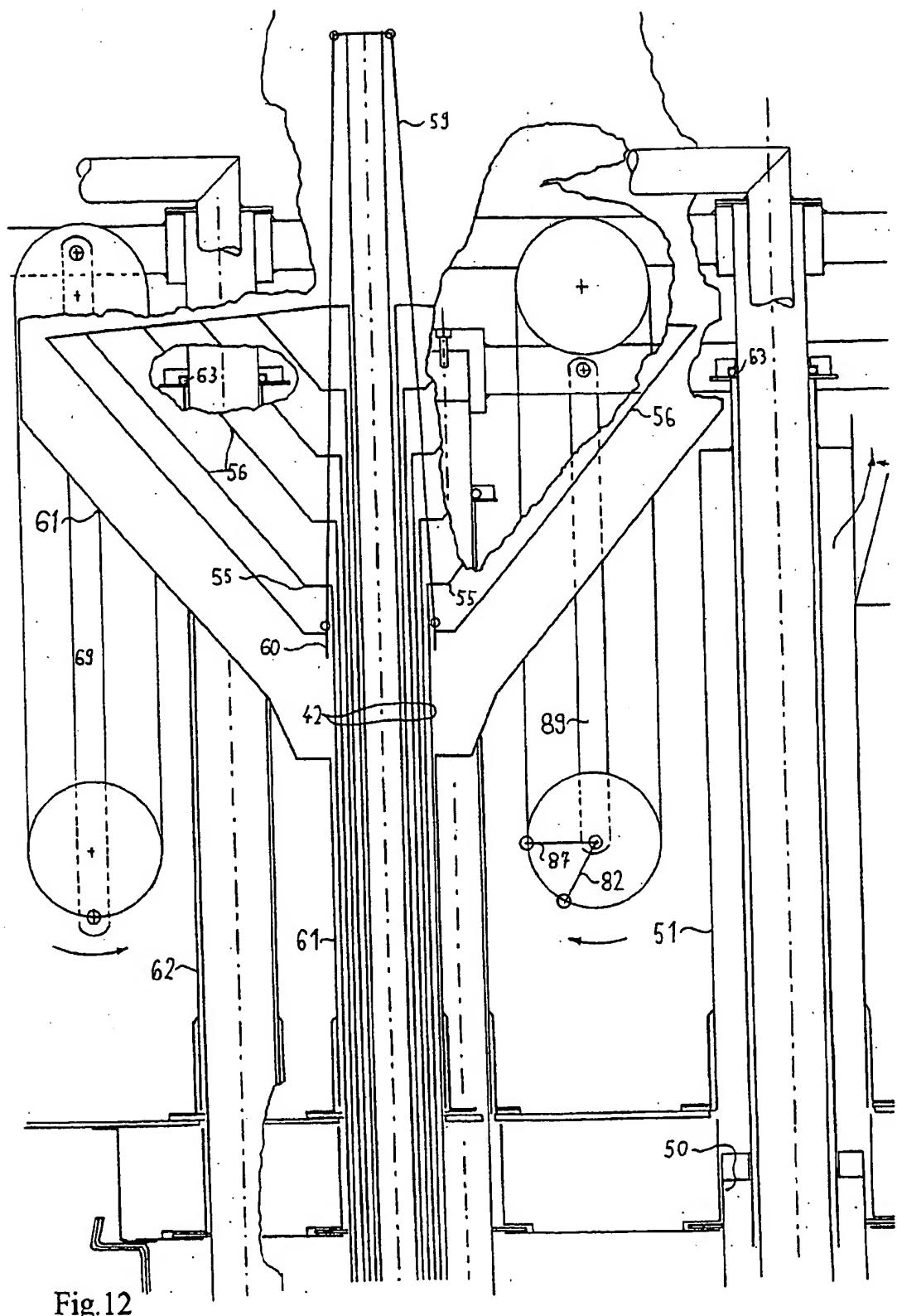


Fig.12

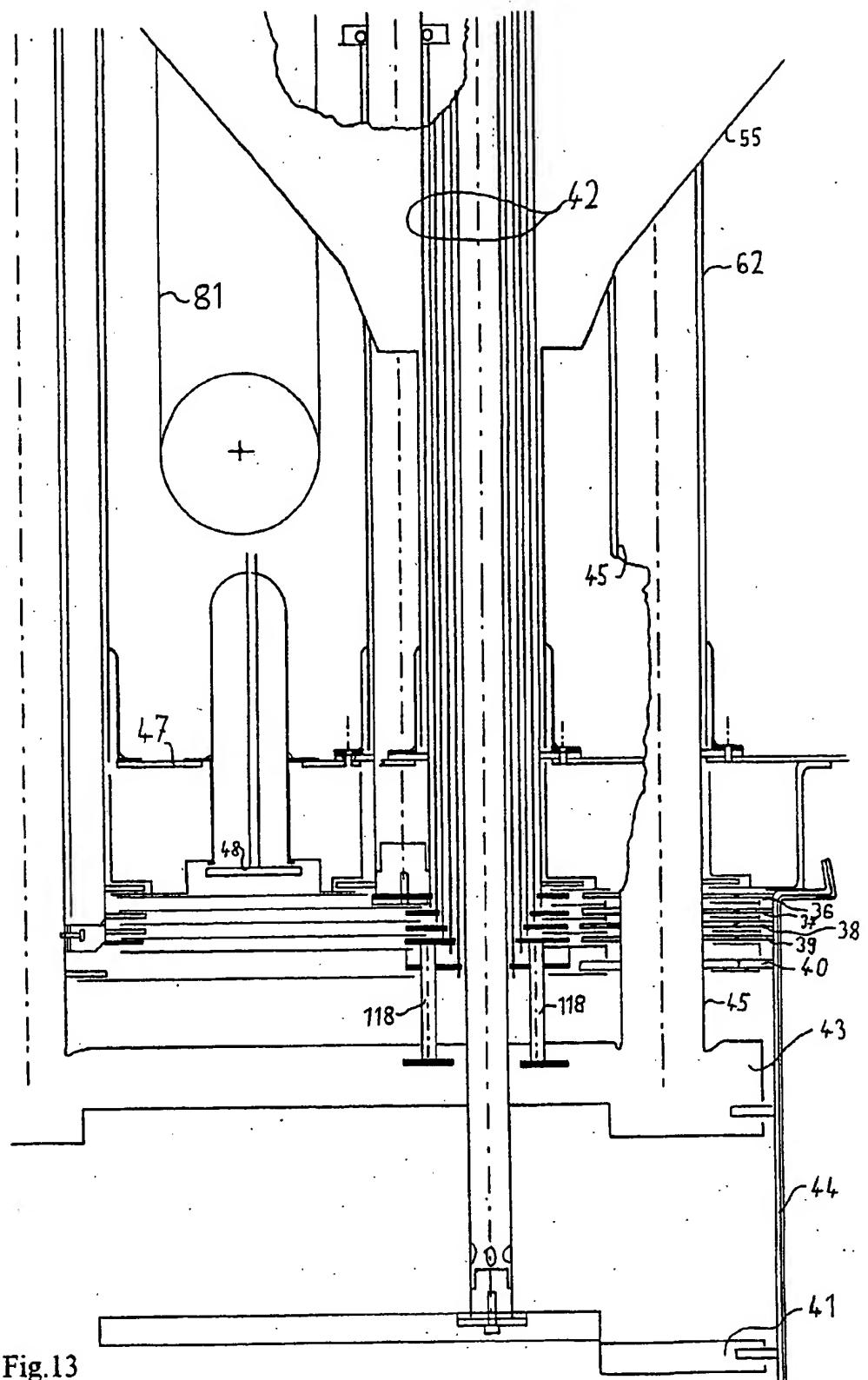
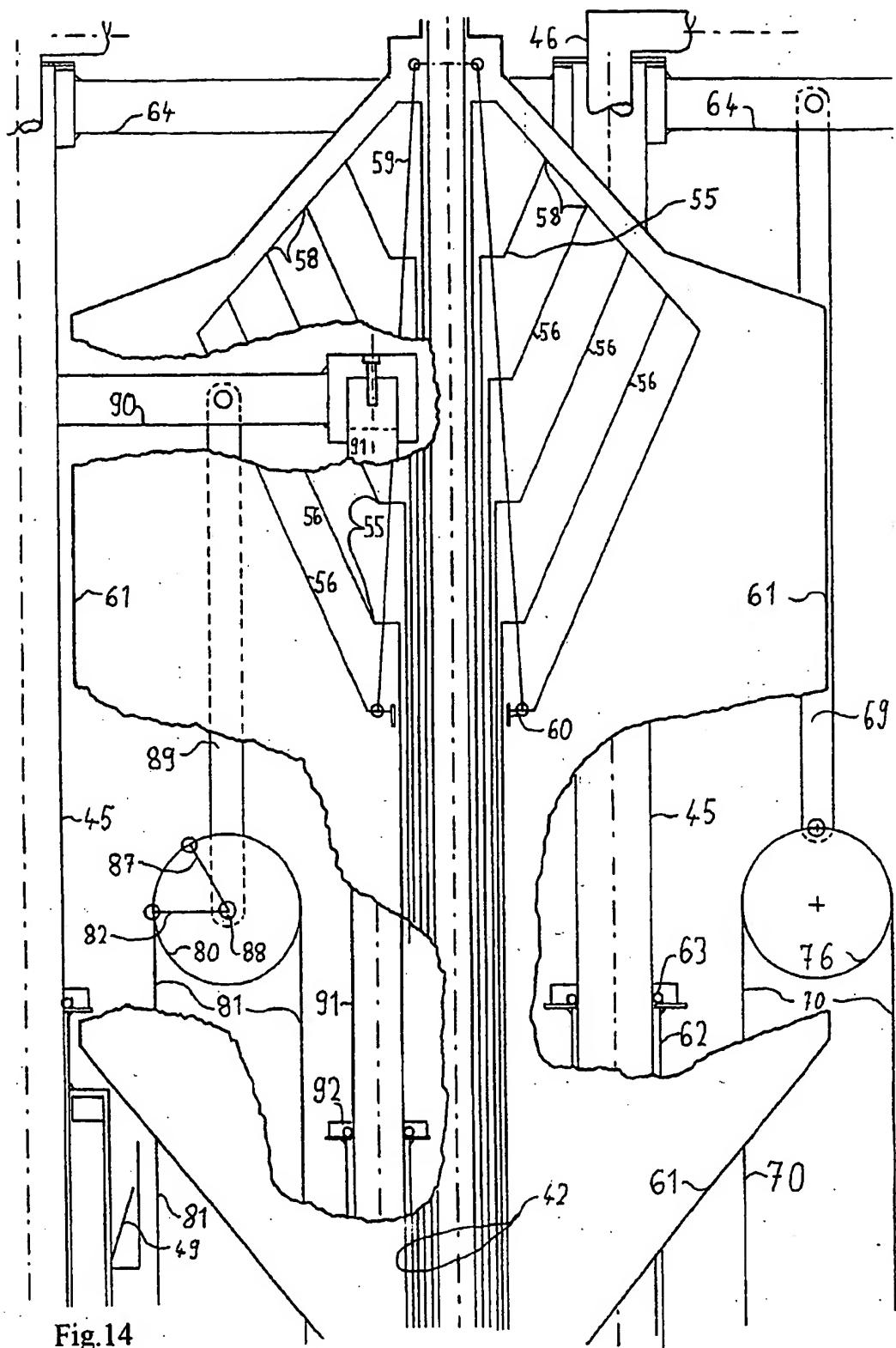


Fig.13



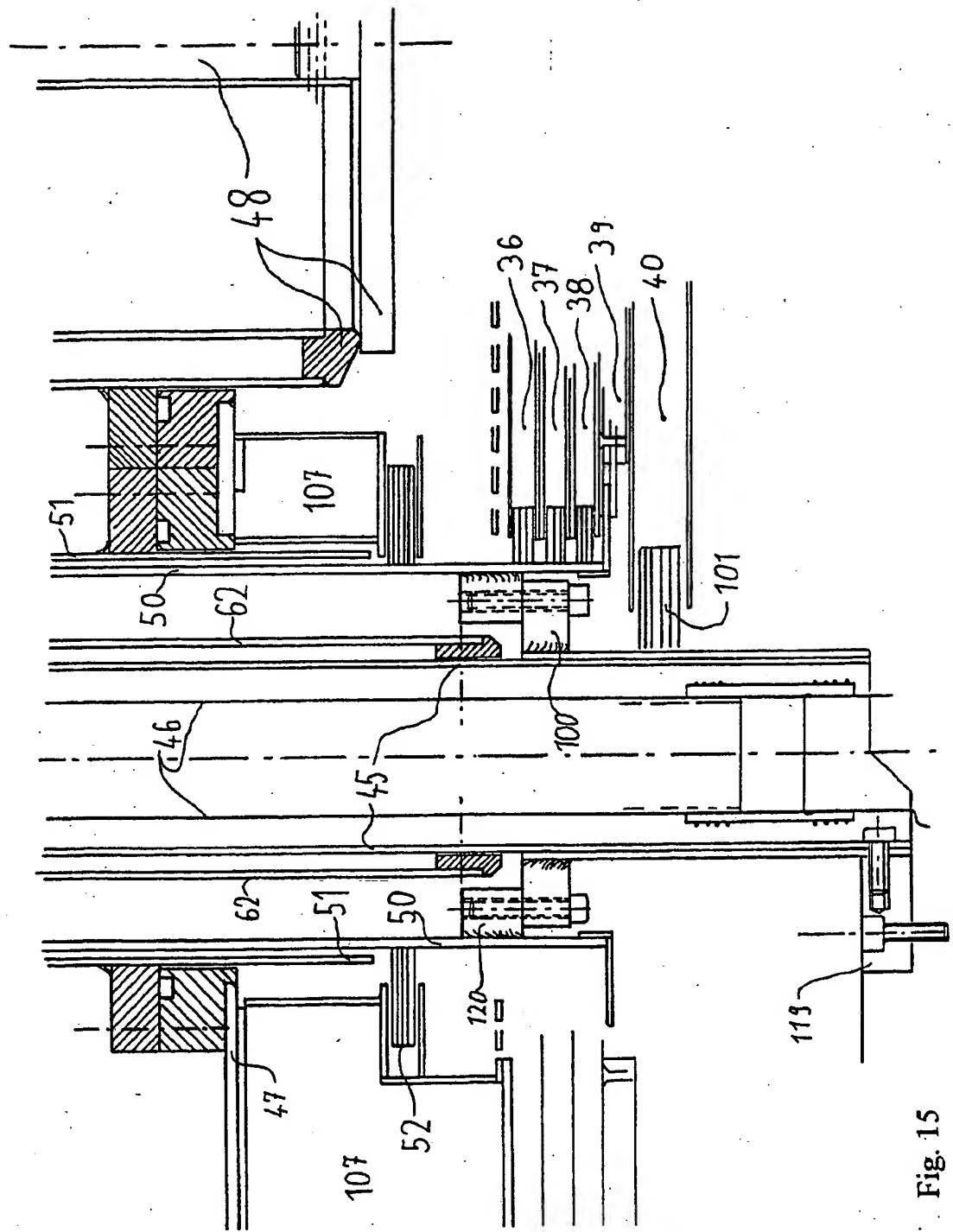
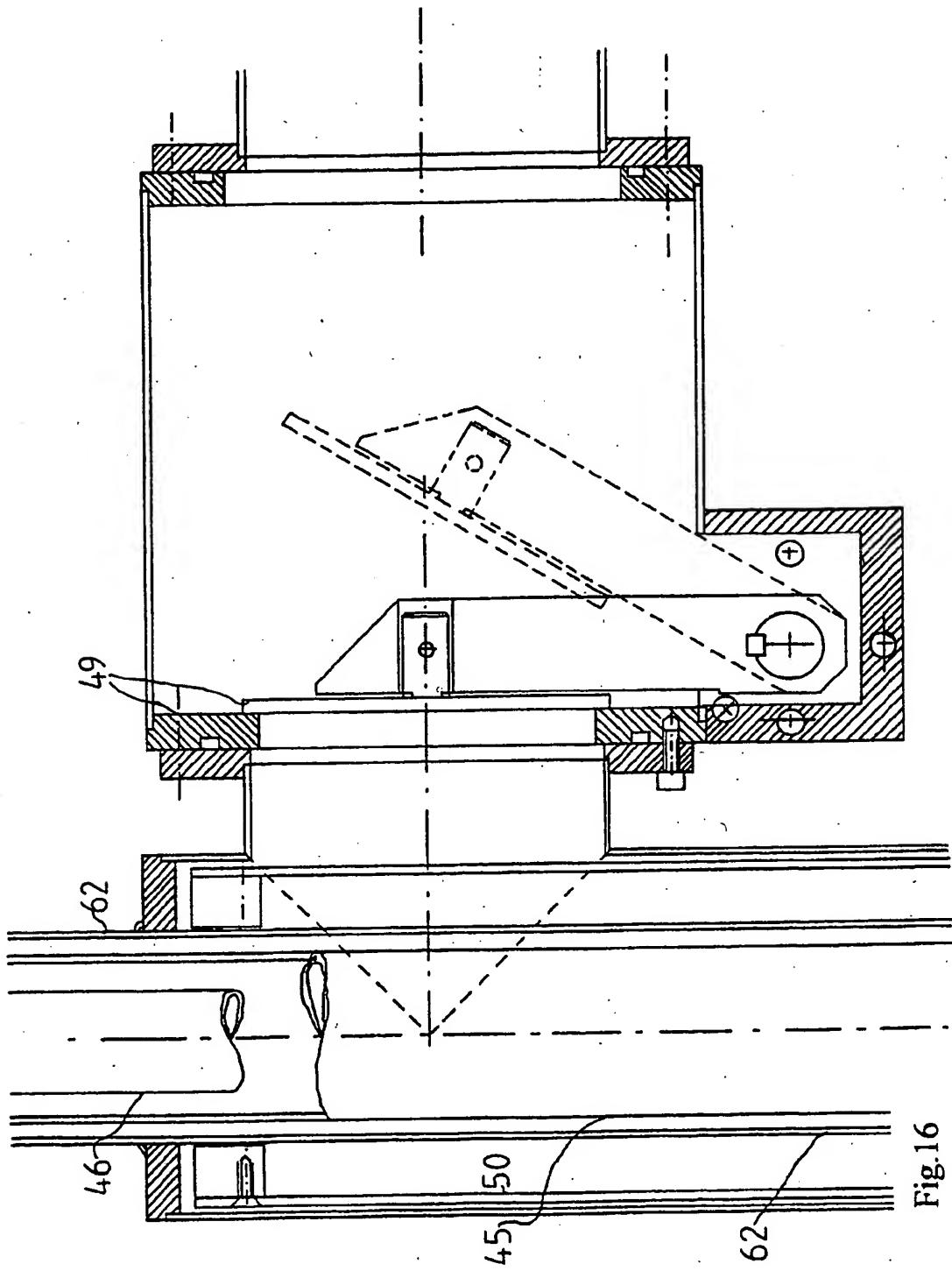


Fig. 15



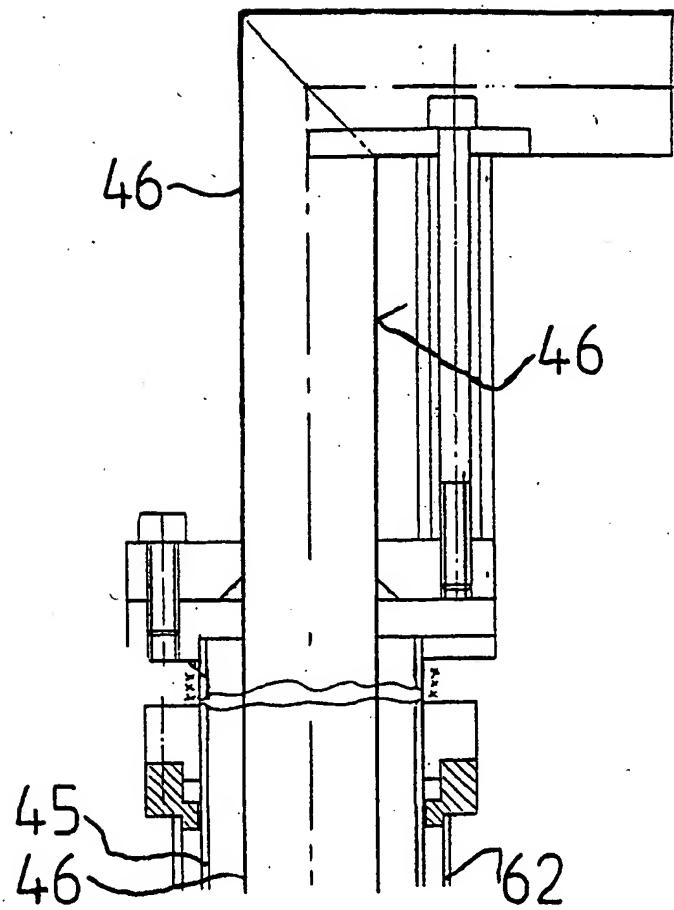
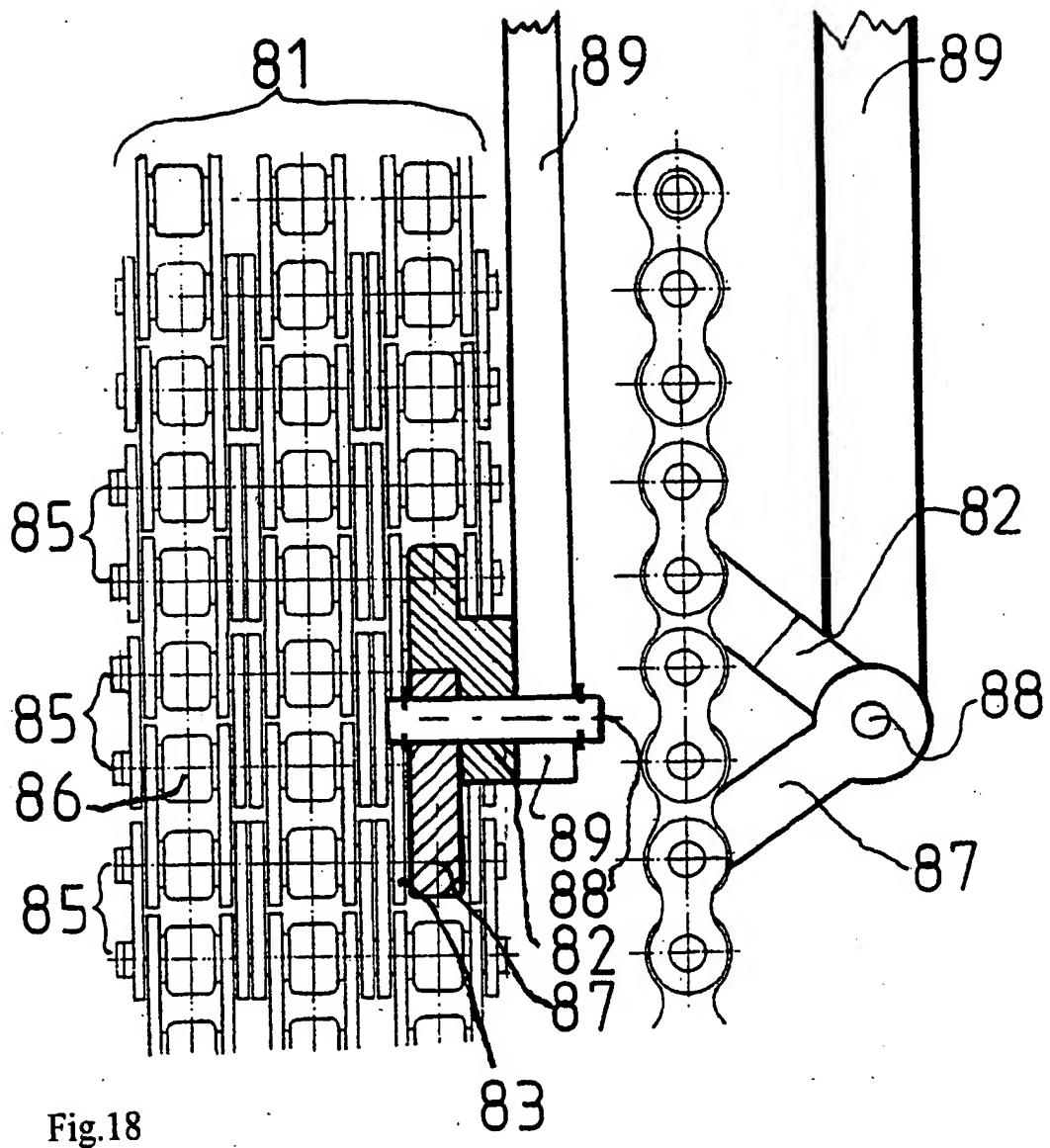


Fig.17



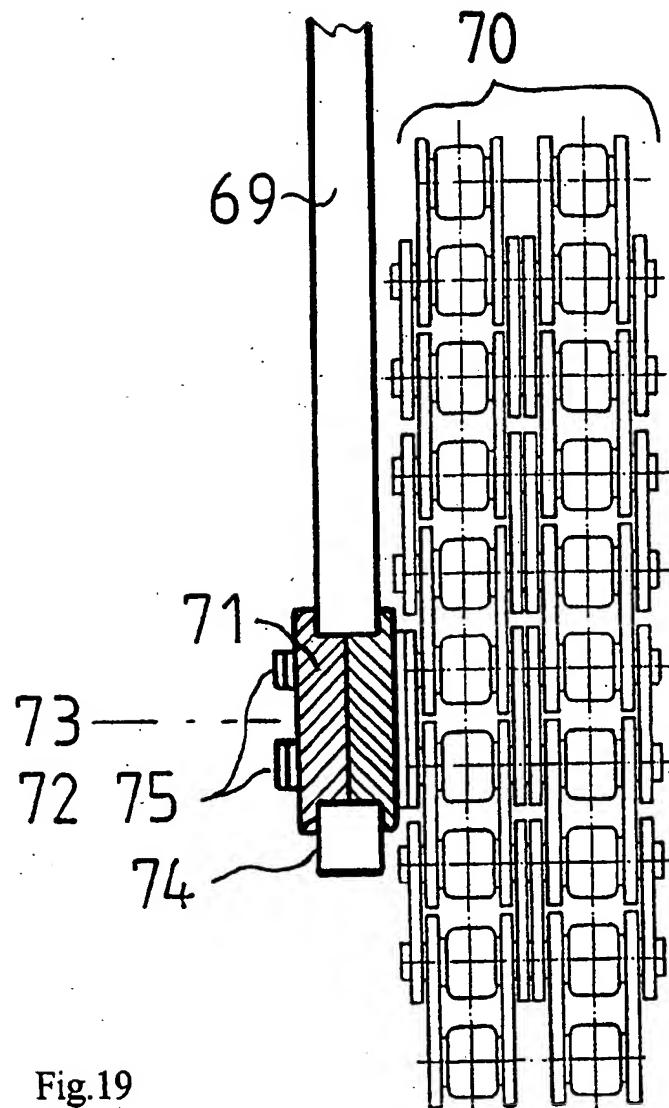


Fig.19

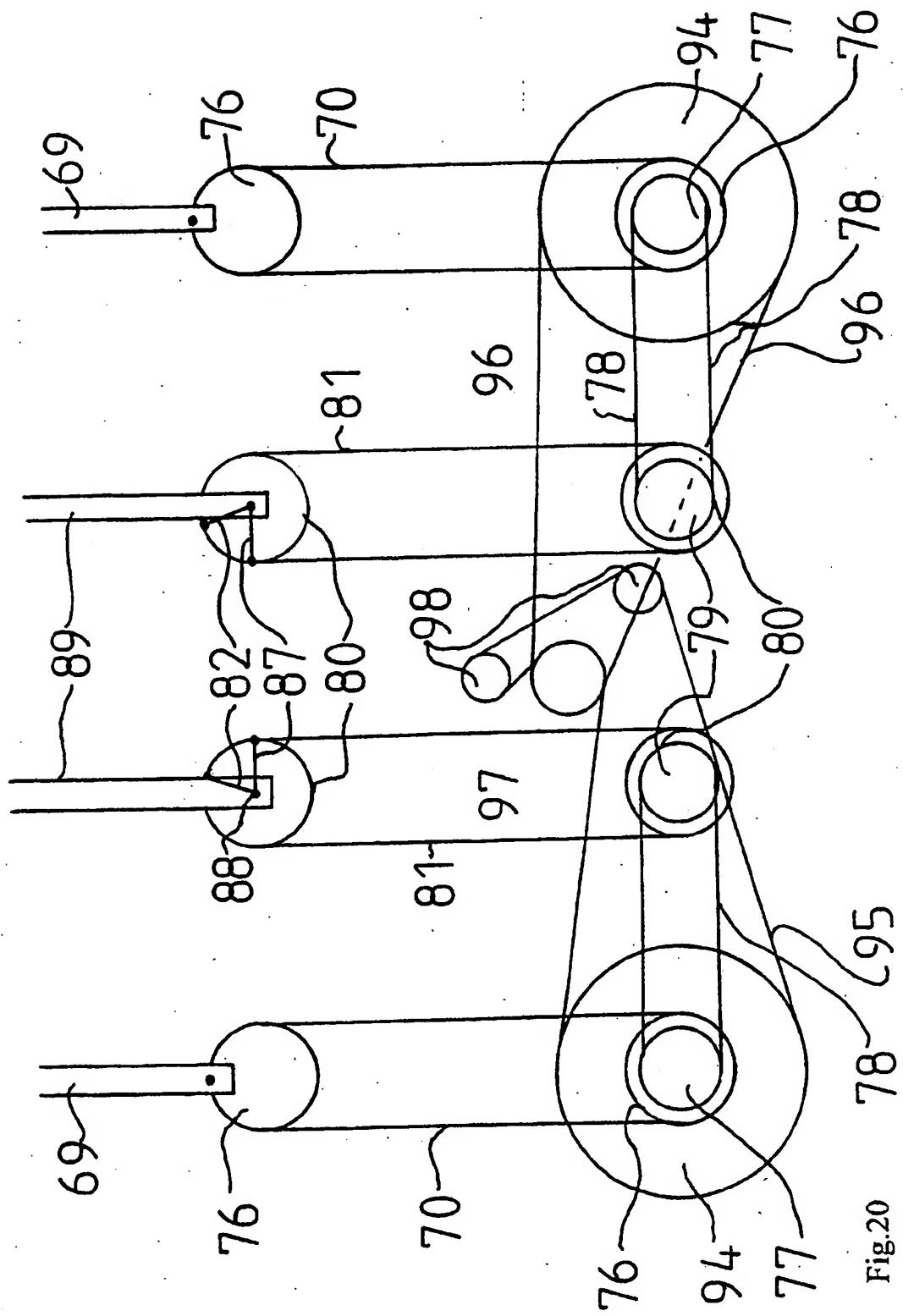


Fig.20

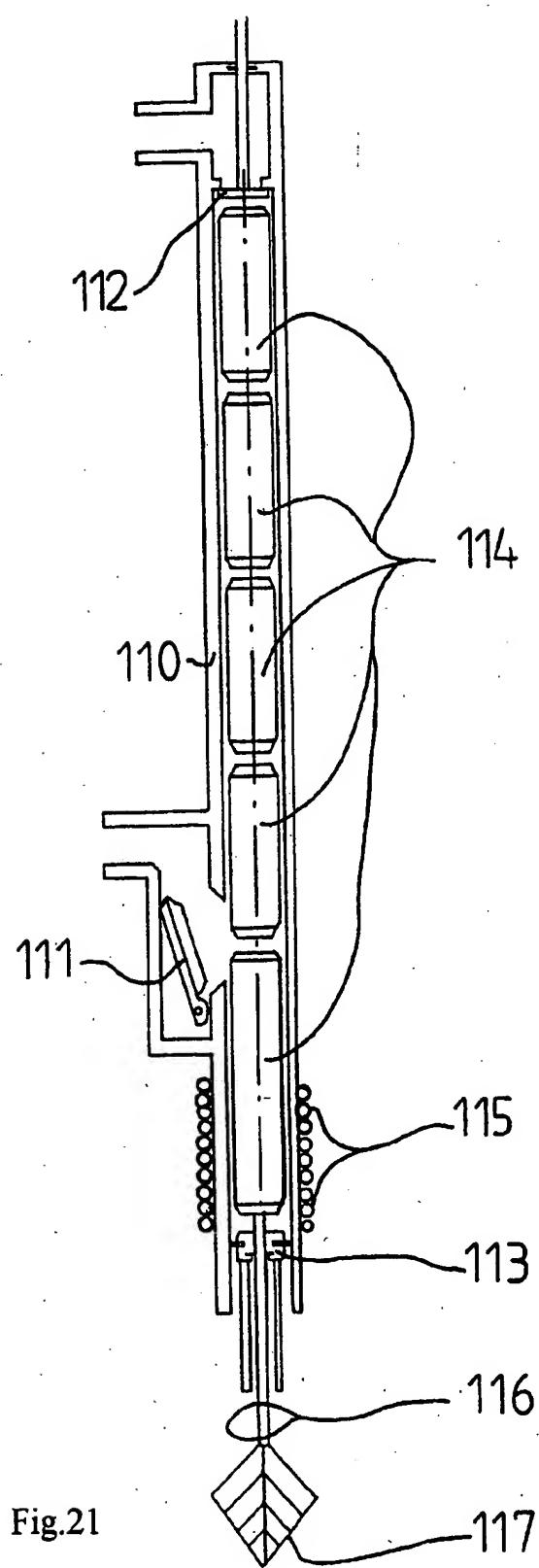


Fig.21

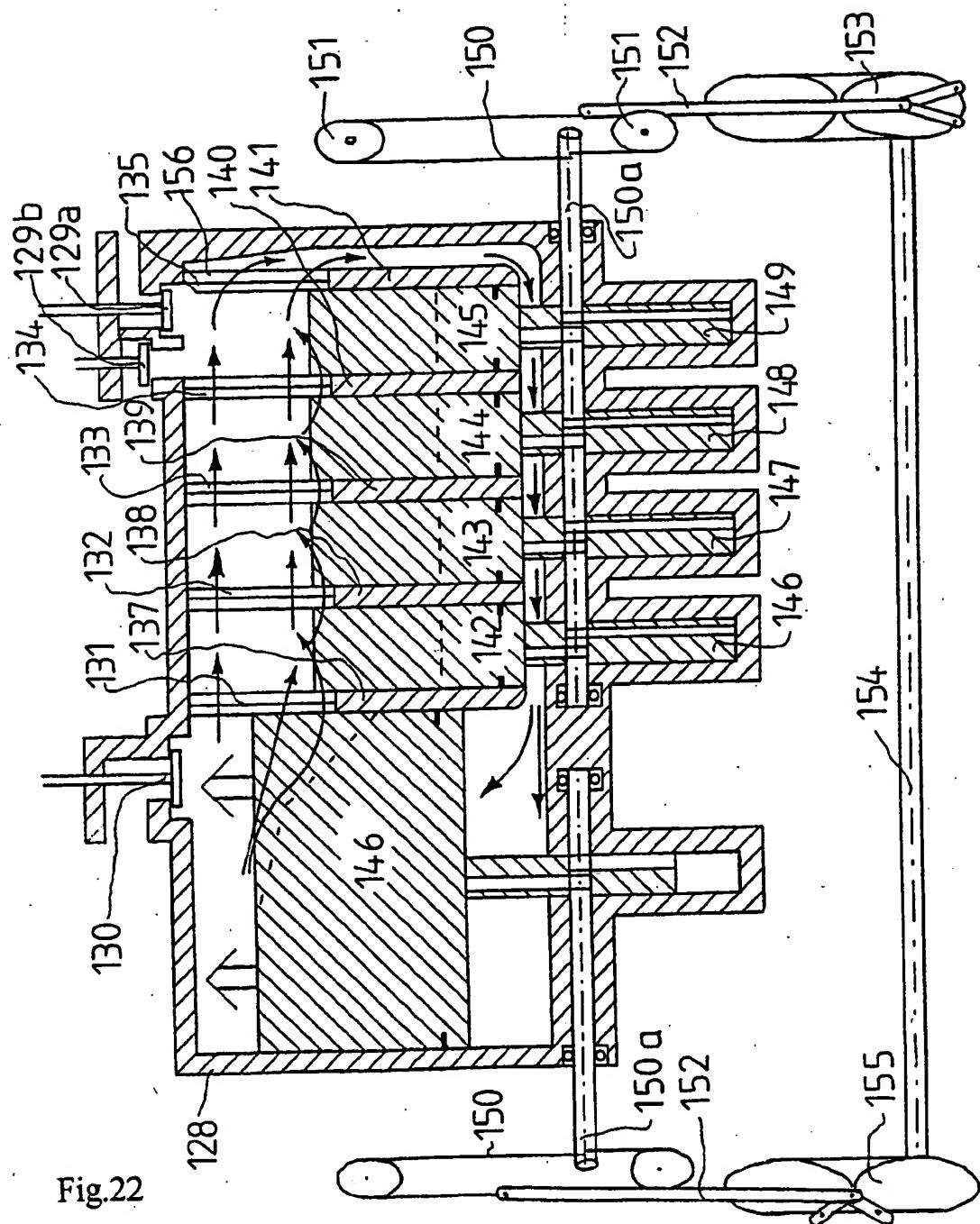


Fig.22

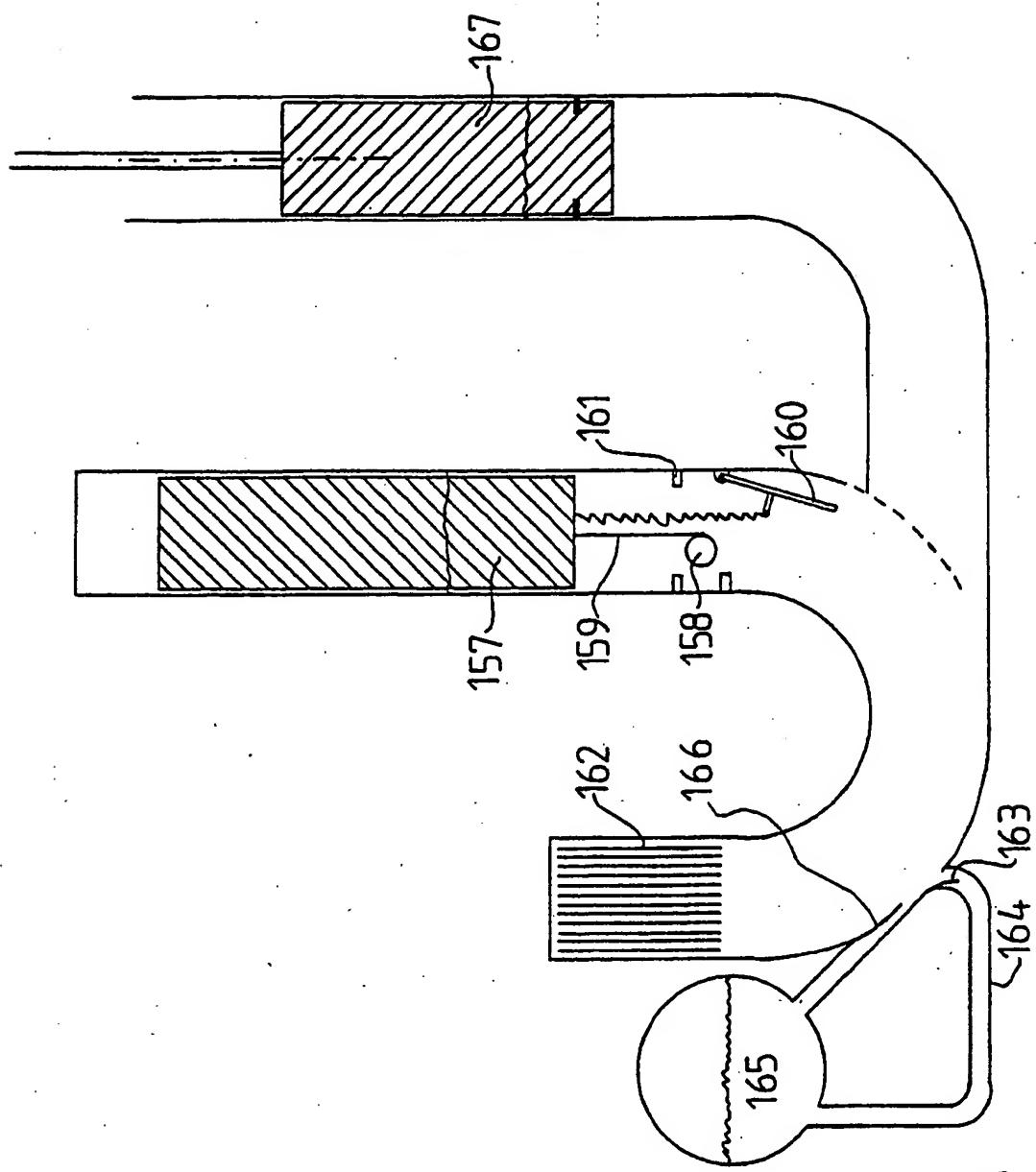


Fig.23

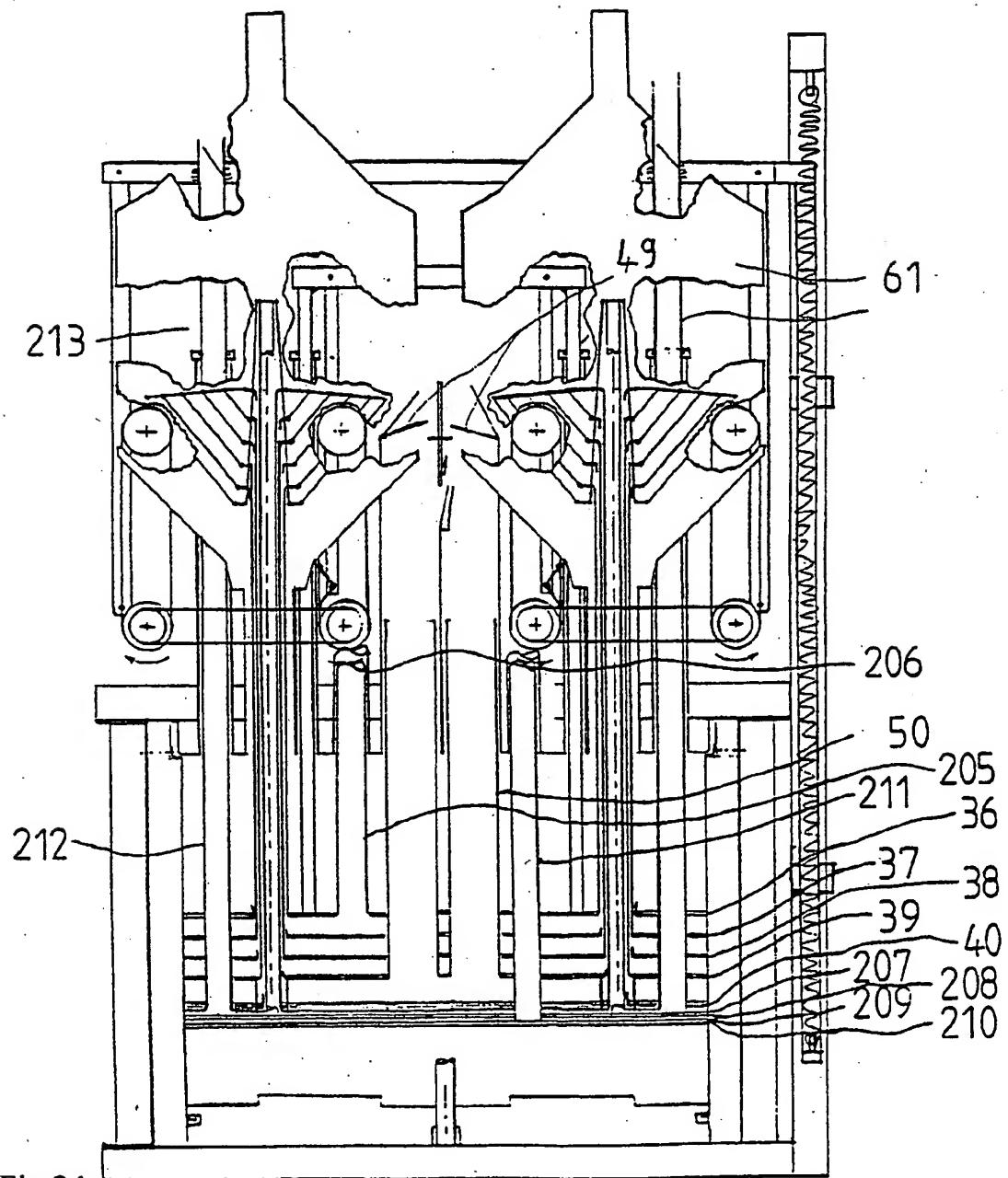
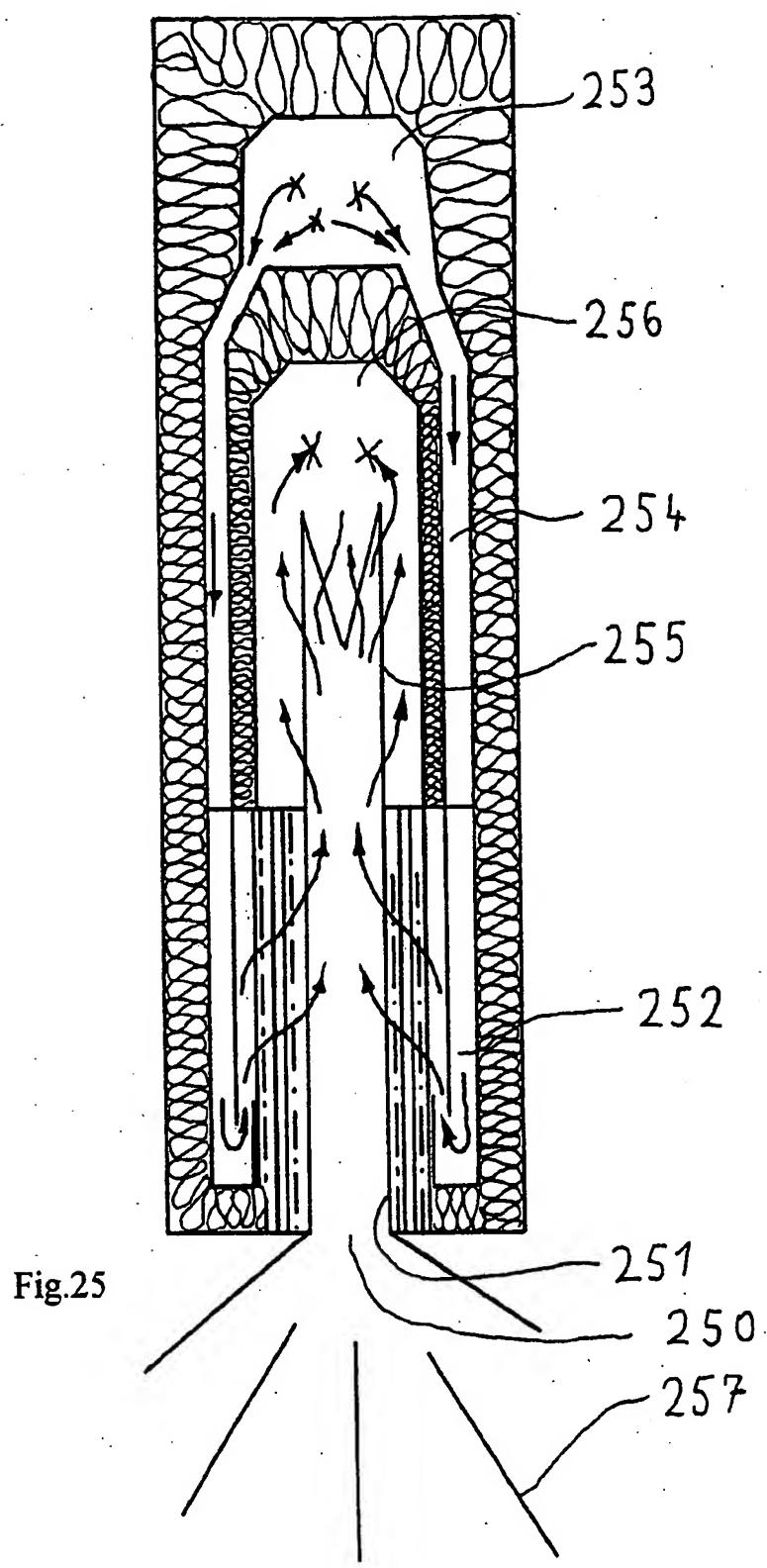


Fig.24



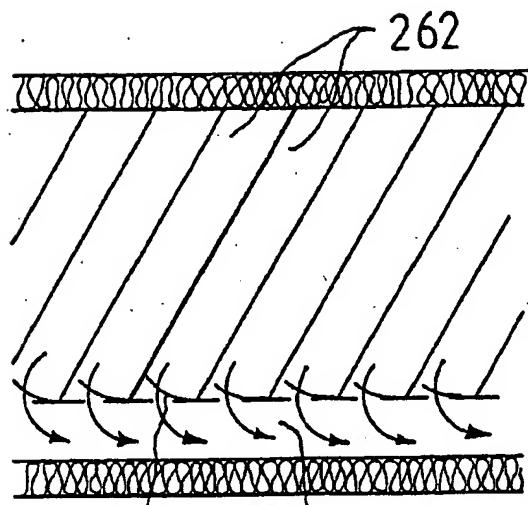


Fig.27

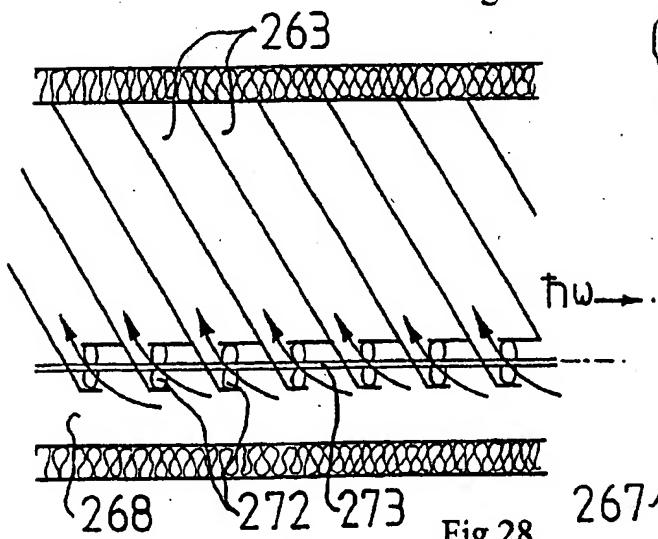


Fig.28

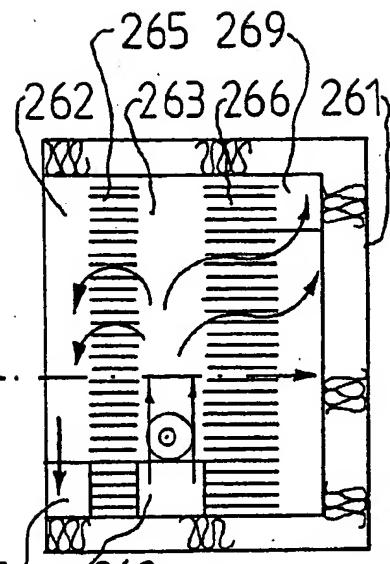


Fig.26

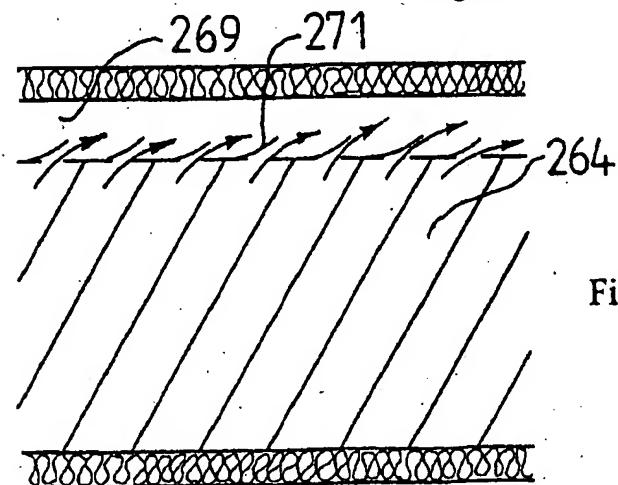


Fig.29

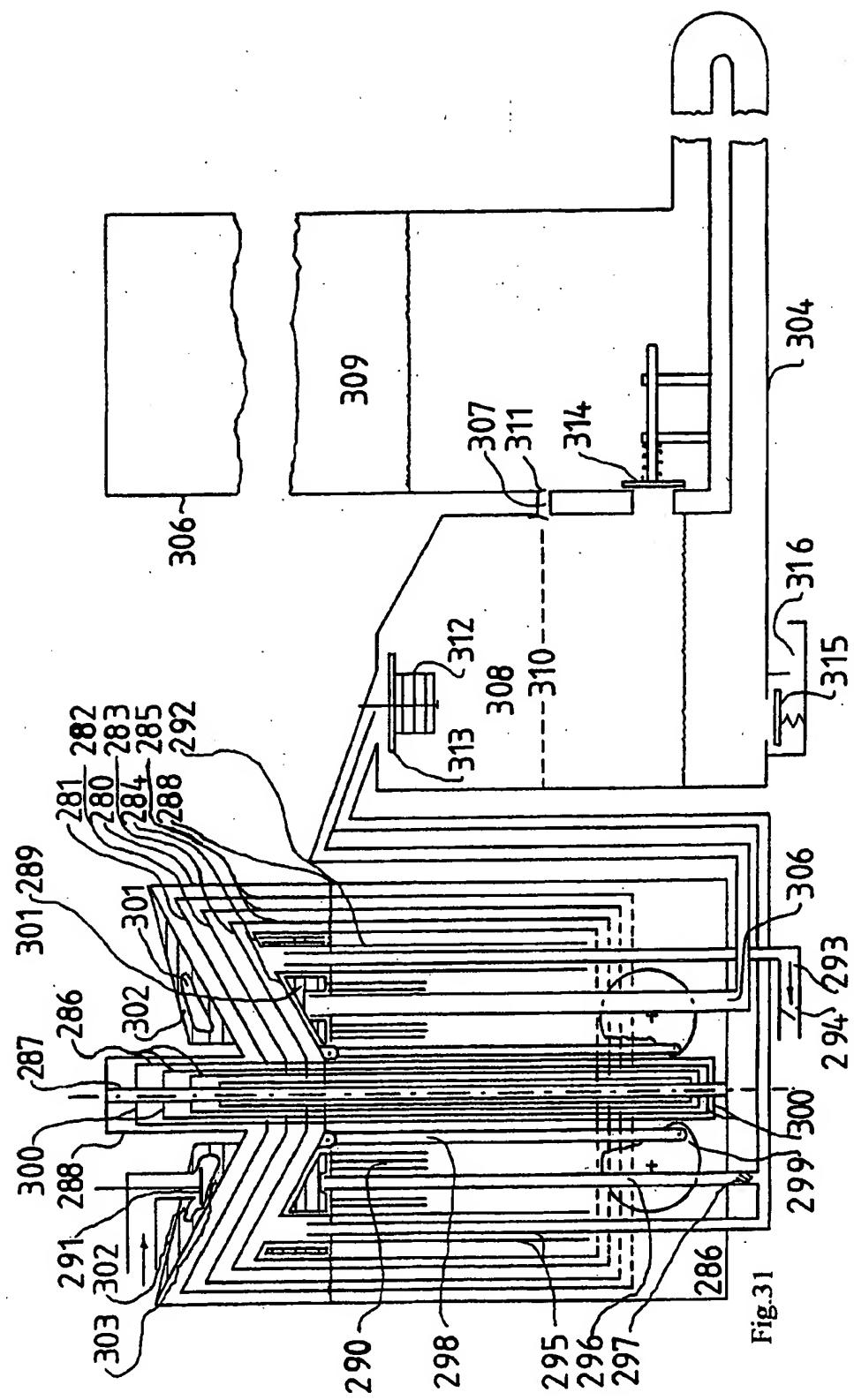
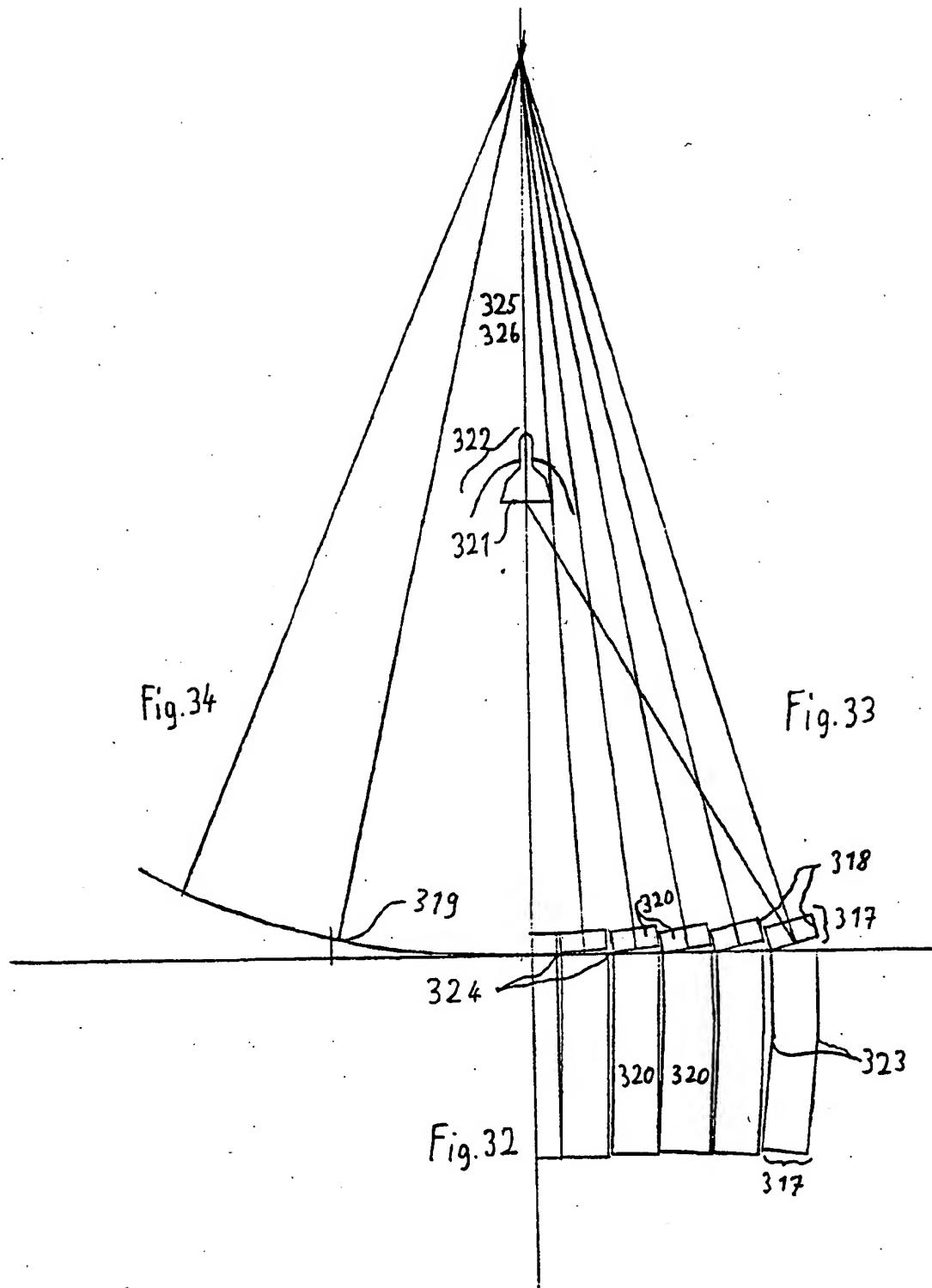


Fig.31



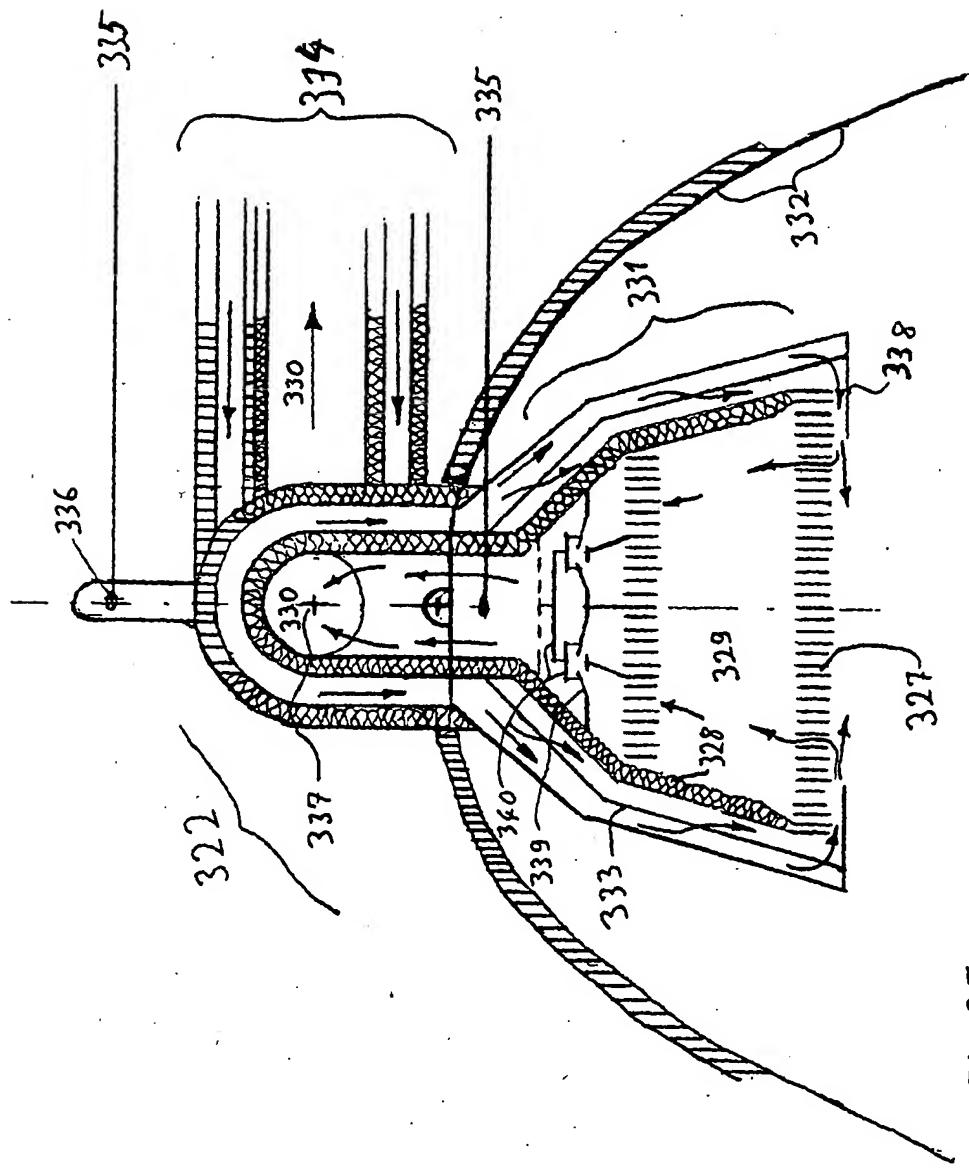


Fig. 35

